

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«Харківський політехнічний інститут»

О. В. Триньов

ЛОКАЛЬНЕ ОХОЛОДЖЕННЯ ТЕПЛОНАПРУЖЕНИХ ДЕТАЛЕЙ ДВЗ

Навчальний посібник
за курсом «Перспективні конструкції ДВЗ»
для студентів спеціальності 142 – «Енергетичне машинобудування»,
спеціалізація 142.04 – «Двигуни внутрішнього згоряння»

Київ
 **К О Н Д О Р**
2018

УДК 621.436
Т 67

*Затверджено редакційно-видавничою радою університету,
протокол № 2 від 24.05.2018 р.*

Рецензенти:

Ф. І. Абрамчук, д-р техн. наук, проф. ХНАДУ
О. В. Білогуб, д-р техн. наук, проф. НАУ ім. М. Є. Жуковського «ХАІ»

Триньов О.В.

Т 67 Локальне охолодження теплонапружених деталей ДВЗ :
навч. посібник / О. В. Триньов ; Нац. техн. ун-т «Харків.
політехн. ін-т». — Київ : Видавничий дім «Кондор», 2018. —
212 с. : іл. (92), табл. (18). — Бібліогр.: 107 назв.

ISBN 978-617-7582-86-0

Представлені результати розрахунково-експериментальних досліджень теплонапружених деталей ДВЗ з перспективним рівнем форсування. Локальне охолодження зазначених деталей розглядається як засіб поліпшення теплонапруженого стану.

Призначено для студентів машинобудівних спеціальностей.

ISBN 978-617-7582-86-0

УДК 621.436

© О.В. Триньов, 2018

© Видавничий дім «Кондор», 2018

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
РОЗДІЛ 1. ОСНОВНІ ПОНЯТТЯ ТА ПРИКЛАДИ МАТЕМАТИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ.....	8
1.1 Математична модель та етапи її розробки	8
1.2 Особливості побудови математичної моделі ТНС локально охолоджуваних деталей ДВЗ	14
1.3 Побудова ММ нестационарного ТНС випускного клапана	19
1.3.1 Основні рівняння ММ	19
1.3.2 Задання граничних умов для задач теплопровідності та механіки.....	28
1.4 Побудова ММ ТНС сидла клапана.....	37
1.5 Побудова ММ ТНС прямої втулки.....	49
1.6 Побудова ММ клапанного вузла	57
1.7 Побудова ММ ТНС циліндрової гільзи	63
Контрольні питання та завдання.....	67
СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ ДО РОЗДІЛУ 1	68
РОЗДІЛ 2. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛОВОГО СТАНУ ЛОКАЛЬНО ОХОЛОДЖУВАНИХ ДЕТАЛЕЙ ДВЗ	74
2.1 Мета досліджень та загальні відомості про методи досліджень.....	74
2.2 Визначення теплового стану локально охолоджуваного випускного клапана	86
2.2.1 Опис моторного стенду	86
2.2.2 Методика термометрії випускного клапана	91
2.2.3 Визначення параметрів охолоджувача	101
2.2.4 Результати експериментальних досліджень.....	106
2.3 Оцінка теплового стану клапанного вузла	113
2.4 Дослідження теплообмінних процесів в спряженні «клапан–пряма втулка».....	119
2.5 Використання безмоторних експериментів для оцінки ефективності ЛО	128

2.5.1 Моделювання теплового стану днища ГЦ автотракторного дизеля ..	129
2.5.2 Моделювання теплового стану циліндрової гільзи тракторного дизеля.....	135
2.5.3 Моделювання теплового стану клапанного вузла тепловозного дизеля.....	138
2.5.4 Оцінка ефективності ЛО підшипника малорозмірного ТКР.....	142
Контрольні питання та завдання.....	146
СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ ДО РОЗДІЛУ 2.....	147
РОЗДІЛ 3. УТОЧНЕННЯ ГУ ЗАДАЧІ МЕХАНІКИ В МОТОРНИХ ТА БЕЗМОТОРНИХ ЕКСПЕРИМЕНТАХ	153
3.1 Визначення напружено-деформованого стану клапана ГРМ методами тензометрії	153
3.2 Дослідження законів зміни максимального тиску газів в циліндрі ДВЗ .	159
3.2.1 Сучасні методи запису швидкоплинучих процесів в циліндрах ДВЗ	159
3.2.2 Методи проведення моторного експерименту.....	163
3.2.3 Опис моторного експерименту та аналіз результатів	170
Контрольні питання та завдання.....	176
СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ ДО РОЗДІЛУ 3.....	176
РОЗДІЛ 4. АНАЛІЗ РЕЗУЛЬТАТІВ МАТЕМАТИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ТНС ОХОЛОДЖУВАНИХ ДЕТАЛЕЙ КЛАПАННОГО ВУЗЛА	178
4.1 Шляхи зниження експлуатаційних температур деталей клапанного вузла.....	178
4.2 ТНС охолоджуваного повітрям клапана.....	185
4.3 Оцінка додаткових енергетичних витрат на ЛО клапана	193
4.4 Аналіз ТНС сідла випускного клапана	197
Контрольні питання та завдання.....	206
СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ ДО РОЗДІЛУ 4.....	206

ВСТУП

Надійна робота найбільш теплонапружених деталей камери згоряння (КЗ) двигунів внутрішнього згоряння, які саме і визначають його моторесурс, в поєднанні з високою паливною економічністю були і залишаються головними якісними і кількісними показниками перспективних конструкцій ДВЗ. При цьому слід зауважити, що рівень вказаних вимог щодо надійності, економічності, питомих габаритних та масових показників значно зростає в порівнянні з минулим.

На підтвердження можна навести, наприклад, матеріали публікацій [1, 2], що стосуються перспективних розробок в галузі швидкохідних автотракторних та середньообертових тепловозних дизелів.

Рівні форсування та теплонапруженості номінального режиму для автомобільних швидкохідних дизелів провідних зарубіжних фірм можна оцінити за такими, наприклад, даними по літровій потужності: Audi A8 2.5 TDI – 44,7 кВт/л, при $n = 4000 \text{ хв}^{-1}$; BMW 740d – 45,9 кВт/л при $n = 4000 \text{ хв}^{-1}$; Citroen XM 2.5TD – 38,8 кВт/л при $n = 4300 \text{ хв}^{-1}$; Toyota Avensis 2.0 TD-CR – 35 кВт/л при $n = 5000 \text{ хв}^{-1}$.

Як зазначається в роботі [2], виробники середньообертових тепловозних двигунів повинні в найближчий час забезпечити циліндрову потужність на рівні 250...300 кВт, питому витрату палива в діапазоні 0,6...1,0 номінальної потужності – 190...192 г/(кВт·год), сумарну витрату мастила на вигорання – до 0,4 % від витрати палива. При цьому встановлений моторесурс дизеля до середнього і капітального ремонтів повинен складати відповідно 750 та 3000 тис. км пробігу тепловоза.

Вирішення проблеми підвищення надійності перспективних конструкцій ДВЗ з урахуванням зростання рівня їх форсування, за сучасними оцінками, не можливо досягти, лише збільшуючи тепловідведення в системи охолодження і

змащення. Потрібен більш детальний аналіз з використанням експериментальних і розрахункових методів саме процесів локального теплообміну в критичних зонах деталей. Такий підхід дозволить виявити конструктивні, технологічні, експлуатаційні фактори, які викликають приріст напружень, а також розробити заходи щодо обмеження їхнього впливу на теплонапружений стан (ТНС) деталей.

Одним з таких заходів може стати застосування на двигуні системи локального охолодження (ЛО), зокрема повітряного (ЛПО). Стиснене повітря, як охолоджувач, має певні переваги перед рідинним теплоносієм, хоча й поступається останньому теплоємністю. Переваги пов'язані, насамперед, з можливістю підведення цього охолоджувача безпосередньо до нагрітої поверхні деталі, яка виходить в КЗ двигуна. При цьому перетікання стисненого повітря може відбуватися у випускний тракт ДВЗ, не порушуючи його робочий цикл та суттєво не змінюючи параметри відпрацьованих газів (ВГ). Крім підвищеної надійності та простоти конструктивних рішень, важливим є також те, що підведення охолоджуючого повітря до найбільш нагрітих ділянок деталей КЗ не створює значних температурних градієнтів, характерних для систем з рідинним охолоджувачем, що є однією з проблем для таких систем. Наслідки вказаної проблеми зростають відповідно зі зростанням рівнів форсування за середніми температурами циклу. В той же час, як показали експериментальні дослідження, проведені для деталей клапанного вузла (випускний клапан, сідло випускного клапана) швидкохідного та середньообертового тепловозного дизелів, циліндрової гільзи тракторного дизеля, підшипникового вузла малорозмірного турбокомпресора, повітряне ЛО має значні резерви щодо самого процесу тепловідведення від вказаних деталей та зниження температури в межах від 50...90 ° до 130...160 °С, залежно від параметрів стиснутого повітря в системі і досконалості конструкції її протічної частини [3, 4, 5]. Змінюючи тиск повітря та його витрати через систему, можна дуже точно реагувати на зміни температури нагрітої поверхні, виключаючи її переохолодження або перегрівання. На часткових, ненапружених

режимах роботи ДВЗ ЛО без будь-яких ускладнень для системи і двигуна може бути повністю відключене для зменшення енергетичних витрат. В той же час традиційні системи рідинного охолодження, внаслідок значних об'ємів таких систем та порівняно високої теплової інерції, не здатні в короткі терміни змінювати свої параметри, щоб запобігти температурних перевантажень та накопиченню пошкоджень в експлуатації. Таким чином, виникає ще одна проблема з регулюванням температурного стану деталей КЗ. Особливе значення має вказана проблема для значної кількості транспортних ДВЗ, робота яких в умовах експлуатації характеризується численними та різкими змінами режимів.

При підготовці фахівців магістерського рівня освіти в навчальних програмах кафедри ДВЗ «НТУ ХП» значна увага приділяється самостійній, творчій роботі студентів, зокрема за напрямками розробки, дослідження перспективних конструкцій ДВЗ з високим рівнем форсування, підвищення показників надійності зазначених конструкцій. При цьому фахівець повинен досконально володіти методами розрахункового моделювання процесів в деталях, системах ДВЗ, а також отримувати необхідну інформацію безпосередньо в моторних та безмоторних експериментах.

У представленому навчальному посібнику на конкретних прикладах розглядаються зазначені методи, їх застосування про вирішенні проблеми поліпшення ТНС окремих деталей і вузлів. Детально проаналізовано перспективи використання ЛПО. В навчальному посібнику узагальнено результати досліджень, які вже тривалий час проводяться на кафедрі ДВЗ НТУ «ХП» під керівництвом автора та з безпосередньою участю студентів-магістрантів.

Навчальний посібник, на думку автора, сприятиме підвищенню якості підготовки фахівців-магістрів, а також сприятиме вирішенню проблем поліпшення ТНС деталей, вузлів ДВЗ з перспективними рівнями форсування, що відповідають показникам світового рівня.

РОЗДІЛ 1. ОСНОВНІ ПОНЯТТЯ ТА ПРИКЛАДИ МАТЕМАТИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ

1.1 Математична модель та етапи її розробки

Створення в мінімальні строки конкурентоздатних конструкцій ДВЗ, які б поєднували в собі при заданій потужності високу паливну економічність, задовільні екологічні показники, надійність в експлуатації, представляє нерозв'язну на практиці задачу без можливості розрахункового моделювання ТНС деталей КЗ двигуна в залежності від конструктивних, режимних, регульовальних та експлуатаційних факторів.

Аналіз сучасного стану досліджень за допомогою розрахункових методів ТНС деталей КЗ доводить обґрунтованість такого висновку. При цьому зростає значення розрахунку в прискоренні розробки з використанням, наприклад, методів САПР, але й значно зростає ціна можливої помилки при використанні недосконалих моделей. Як відомо, розрахункова модель в переважній більшості випадків може удосконалюватись при її використанні, але при цьому суттєву роль відіграють загальні принципи, підходи, покладені в основу при її розробці.

Широке використання математичних методів із залученням сучасної обчислювальної техніки є особливістю сучасних розробок у галузі двигунобудування. Інженер-дослідник повинен чітко уявляти сутність математичного моделювання, етапи його проходження.

Математична модель (ММ) будь-якого об'єкта (конструкції, процесу, системи) в загальному випадку – це певний наближений його опис, який передбачає спрощення, ідеалізацію. Однак завдяки спрощенню, заміні реального об'єкта його відповідною моделлю з'являється можливість сформулювати задачу його вивчення як математичну та використати з цією метою універсальний математичний апарат, який не залежить від конкретної природи об'єкта. Модель дозволяє також спрогнозувати поведінку об'єкта під дією різних факторів

та параметрів.

Складність побудови і дослідження математичної моделі суттєво залежить від складності об'єкта, який розглядається, зокрема, в техніці. Можливості математичних методів значно розширюються при розв'язанні складних технічних задач з розвитком обчислювальної техніки. Причина цього полягає в наступному. В математиці часто зустрічаються задачі, рішення яких не вдається отримати у вигляді формули, яка б пов'язувала задані і невідомі величини, тобто така задача не розв'язується в явному виді. Для знаходження рішення таких задач необхідно побудувати деякий безкінечний, наприклад, ітераційний процес. Якщо такий процес визначено, то, виконавши певну кількість обчислювальних кроків, можна обірвати процес і отримати в результаті найближче розв'язання задач. Зазначена процедура пов'язана з проведенням обчислень за чіткою системою правил, яка задається обраним числовим методом і називається, як відомо, алгоритмом.

Такий підхід до розв'язання математичних задач, в тому числі прикладного характеру, був відомий досить давно, ще до появи ЕОМ, але мав обмежене використання, що пояснюється значними витратами часу на виконання обчислень в ручному режимі. Застосування числових методів на базі ЕОМ відразу розширило коло прикладних задач та забезпечило достатню точність отриманих рішень.

Таким чином, побудову ММ необхідно починати з формалізації об'єкта, тобто виділяти головні його характеристики, параметри, встановлювати зв'язки між ними. В залежності від вимог до точності опису об'єкта можна враховувати або ж не враховувати другорядні чинники. Пояснимо це на простому прикладі, який наводять автори роботи [6].

Уявіть, що необхідно визначити площу поверхні стола. Для цього визначають його довжину та ширину, знаходять добуток цих величин. Така елементарна процедура фактично означає наступне. Реальний об'єкт – поверхню стола – замінюємо абстрактною ММ – прямокутником. Прямокутнику приписують

розміри, отримані в результаті обмірювань, і площа такого прямокутника наближено приймається за площу поверхні стола. При більш ретельному підході до розв'язання цієї задачі, перш ніж скористатися для визначення площі моделлю прямокутника, цю модель ще необхідно перевірити. Перевірку можна провести наступним чином: виміряти довжини протилежних сторін, довжини його діагоналей, порівняти результати вимірювань. Якщо з необхідною точністю довжини протилежних сторін і довжини діагоналей попарно рівні, то поверхня стола дійсно може розглядатися як прямокутник. В іншому випадку модель прямокутника є неприйнятною, і її треба замінити на модель чотирикутника загального виду. При більш високих вимогах до точності необхідно буде враховувати, наприклад, закруглення кутів стола і т. д.

Розглянутий простий приклад свідчить про наступне: ММ не визначається однозначно досліджуванним об'єктом. Для того ж стола можна прийняти як модель прямокутника, так і більш складну модель чотирикутника загального виду, врахувати закруглення кутів. Вибір тієї чи іншої моделі визначається вимогами точності. Зі зростанням вимог модель необхідно ускладнювати, враховуючи нові особливості моделі.

Дослідження прикладних технічних задач зазвичай починається з побудови найпростішої, грубої ММ об'єкта. Однак в подальшому виникає необхідність удосконалення моделі, досягти відповідності моделі і об'єкта більш повним. Такий розвиток моделі може бути зумовлений різними чинниками: вимогою більш високої точності, появою нової інформації щодо об'єкта, яку можна врахувати в ММ, розширенням діапазону параметрів і т. д. При удосконаленні моделі корисно максимально врахувати досвід і результати, отримані на початковому етапі.

Необхідно також зауважити, що ММ в загальному випадку не є тотожною об'єкту вивчення, не передає всіх його властивостей та особливостей. Побудована на спрощенні, ідеалізації, ММ є лише наближеним описом об'єкта. Тому результати, отримані математичним моделюванням, завжди носять приблизний

характер. Питання щодо точності, вірогідності результатів моделювання є найскладнішим та найважливішим.

Найбільш просто це питання вирішується у випадку, якщо добре відомі фізичні та інші закони, які визначають поведінку і властивості об'єкта, дослідник при цьому має значний практичний досвід використання цих законів. В цьому випадку можна апріорі (до проведення випробування, до початку розв'язання математичної задачі) оцінити точність результатів, яку може забезпечити дана ММ.

Більш складною є ситуація у випадку, коли наші знання про досліджуваний об'єкт недостатні. Тоді при побудові ММ необхідно зробити деякі припущення, які носять характер *гіпотез*. Висновки, отримані в результаті такої *гіпотетичної моделі*, носять умовний характер. Для їх перевірки необхідно співставити результати розрахунків зі всією наявною інформацією щодо досліджуваного об'єкта. Ступінь близькості розрахункових і експериментальних даних дозволяє оцінити якість гіпотетичної моделі, справедливості або ж помилковості вихідних припущень. Таким чином, питання щодо застосування даної ММ при вивченні даного об'єкта не є лише математичними питаннями. Основним критерієм адекватності ММ є експеримент, практичний досвід в широкому розумінні. *Критерій практики* дозволяє порівняти різні гіпотетичні моделі і вибрати серед них таку, яка б однозначно була простою і при цьому з достатньою точністю передавала властивості об'єкта.

Таким чином, як зазначалося, побудова моделі об'єкта дозволяє сформулювати задачу його вивчення як математичну. Після цього настає другий етап дослідження – пошук методу розв'язання сформульованої математичної задачі.

В більшості суто математичних задач відповідь надається у вигляді формули. Формула визначає послідовність математичних операцій, які виконуються для знаходження розв'язку задачі. Така послідовність правил і операцій, як відомо, має назву *алгоритму*.

Алгоритми розв'язання багатьох математичних задач, для яких не мож-

ливо отримати результат у вигляді формули, передбачають виконання наступної процедури: будується (задається) безкінечний процес зі сходженням до рішення задачі, процес зупиняється на певному кроці, отримана таким чином величина приймається за найближче рішення задачі.

Для ілюстрації такого підходу скористаємося прикладом, наведеним в роботі [6]. Розглядається алгоритм розрахунку довжини кола та обчислення числа π . Не зупиняючись на детальному аналізі задачі (вона відома з навчальної програми середньої школи), наведемо таблицю результатів розрахунку периметрів правильних багатокутників, вписаних в коло з діаметром $d = 1$ і описаних навколо цього кола (таблиця наведена в скороченому вигляді).

Таблиця починається з відомих периметрів вписаного та описаного шестикутників: $p_6 = 3$, $q_6 = 2\sqrt{3}$. В подальшому периметри багатокутників розраховуються за допомогою формули подвоєння. Останній рядок таблиці відповідає вписаному та описаному багатокутникам з числом сторін $n = 6 \cdot 2^{16} = 393216$ (16-кратне подвоєння сторін).

Таблиця 1.1 – Результати розрахунку числа π [6]

k	$n = 6 \cdot 2^k$	p_n	q_n
0	6	3,000000000000	3,464101615138
1	12	3,105828541230	3,630002002236
2	24	3,132628613281	3,245155564194
3	48	3,139350203047	3,166557423678
4	96	3,141031950890	3,147778817495
5	192	3,141452472285	3,143135797312
6	384	3,141557607912	3,141978227840
7	768	3,141583892148	3,141689033932
8	1536	3,141590463228	3,141616747849
9	3072	3,141592105999	3,141598677103
10	6144	3,141592516692	3,141594159465-
11	12288	3,141592619365	3,141593030058
12	24576	3,141592645034	3,141592747706
13	49152	3,141592651034	3,141592677119
14	98304	3,141592653055	3,141592659472
15	196608	3,141592653456	3,141592655060
16	393216	3,141592653556	3,141592653957

Зі зростанням n периметри p_n вписаних багатокутників зростають, а периметри q_n описаних багатокутників зменшуються, наближаючись до довжини кола.

$$\lim_{n \rightarrow \infty} p_n = \lim_{n \rightarrow \infty} q_n = \pi; \quad (1.1)$$
$$p_n < \pi < q_n.$$

Двохстороння оцінка (1.1) дозволяє легко контролювати точність на кожному кроці обчислення.

Слід також зауважити, що одна і та ж математична задача, сформульована для вивчення даного об'єкта, може вирішуватися за допомогою різних числових методів, така ситуація є типовою при розгляді технічних задач. При цьому в таких випадках виникає необхідність порівняти числові методи між собою.

Оцінюючи ефективність числових методів, обираючи метод, необхідно враховувати такі властивості:

- універсальність;
- простота організації обчислювального процесу і контролю точності;
- швидкість сходи мості до числового рішення.

Важливим чинником при практичному розв'язанні технічної задачі є також вибір відповідного програмного забезпечення для реалізації числового методу на ЕОМ. Не останню роль при цьому відіграють досвід використання програмних пакетів та відгуки спеціалістів-практиків, які працюють в певній технічній галузі.

В наступних розділах посібника детально розглядаються приклади розробки ММ теплового і напружено-деформованого станів деталей та вузлів ДВЗ, які побудовані на основі методу скінчених елементів (МСЕ).

1.2 Особливості побудови математичної моделі ТНС локально охолоджуваних деталей ДВЗ

Моделювання ТНС деталей КЗ передбачає в своїй основі розв'язання задач теплопровідності та механіки для вказаних ГУ, тому досконалість моделі буде залежати від наступних чинників.

1. Обраний розрахунковий метод рішення поставлених задач з використанням сучасного програмного забезпечення та сучасних обчислювальних засобів, переваги та недоліки обраного методу, доступність для дослідника, адаптованість до технологій САПР.

2. Можливості моделі щодо аналізу стаціонарних та нестаціонарних процесів теплового і механічного навантажень. При цьому, як вже зазначалося, дослідник обов'язково повинен мати можливість контролювати отримані розрахункові результати з використанням даних експерименту, а сам експеримент на двигуні не повинен створювати особливих ускладнень для дослідника.

3. Спряження, контакт, ГУ. Перехід від аналізу ТНС деталей з простою геометрією розрахункової області, наприклад вісесиметричних, до більш складної тривимірної не повинен позначатися на точності результатів, незважаючи на суттєві ускладнення з заданням ГУ задач теплопровідності та механіки.

Проаналізуємо сучасні підходи до аналізу ТНС деталей ДВЗ і, зокрема, з використанням розрахункових моделей, маючи на увазі сформульовані вище принципи. Розглянемо, як приклад, моделювання ТНС деталей клапанного вузла, які можна віднести до напружених і таких, що потребують тепловідведення на форсованих режимах, застосування додаткового локального охолодження.

Циклові високочастотні мікротеплозміни, а також макротеплозміни при різких скиданнях і накиданнях навантажень в експлуатації, як впливає з кінетичної теорії міцності, є визначальними чинниками руйнування. Обґрунтованість такого припущення неодноразово, крім теоретичних досліджень, підтверджувалась численними випробуваннями в експлуатації. Так, наприклад, у роботі [7] узагальнено досвід експлуатаційних випробувань тракторних дизелів

4ЧН12/14, що проводились в умовах України, включали найбільш трудомісткі сільськогосподарські роботи – оранку, культивацію. У зв'язку з зазначеними технологічними особливостями роботи дизеля, режими його експлуатації періодично змінюються в широкому діапазоні навантажень – від повного навантаження на ділянках прямолінійного руху і до холостого ходу на поворотах. При цьому перехід з одного режиму на інший характеризується великою швидкістю зміни навантаження. Тривалість повного циклу накидання – скидання складає в середньому 10 хв. Як відзначається в роботі [7], подібний режим циклічного навантаження виявляється найбільш небезпечним для таких деталей як поршень, випускні клапани, клапанні сидла, зони міжклапанної перетинки головки циліндрів, що працюють в умовах низькочастотних теплових змін.

Для поліпшення ТНС деталей клапанного вузла необхідні конструктивні рішення, що ведуть до зниження рівня температур і температурних градієнтів, зокрема локальне охолодження. При цьому аналіз ТНС необхідно проводити як для форсованих стаціонарних, так і перехідних режимів.

Процеси нестационарного теплообміну для деталей КЗ швидкохідних та середньообертових ДВЗ з використанням розрахункового математичного моделювання досліджувалися раніше. Основні результати в цій області представлені в роботах [8-13].

На основі МСЕ у роботах [8, 10] були розроблені ММ нестационарного ТНС для поршня і гільзи циліндрів швидкохідного дизеля, а також проведена ідентифікація моделей з урахуванням експериментальних даних. Як показали дослідження, наприклад [10], у поршні і гільзі тракторного дизеля 4ЧН12/14 на перехідних режимах скидання – накидання навантаження термомеханічні напруження не мають лінійної залежності від температури по всьому перетині деталі, обумовлені характером зміни навантаження, геометрією і властивостями матеріалів цих деталей. В основу досліджень, проведених проф. Ф. І. Абрамчуком [8] та к.т.н. А. М. Левтеровим [10], покладено ММ, розроблену з використанням МСЕ. Автором цього навчального посібника були

враховані досвід моделювання та рекомендації, викладені в роботах [8, 10], для розробки ММ деталей клапанного вузла в монографії [11].

Особливості математичного моделювання тривимірної нестационарної теплопровідності для деталей КЗ розглядаються в роботах проф. Є.І. Третьака [12,13], в яких також пропонується аналіз динаміки теплообмінних процесів в КЗ здійснювати, поєднуючи результати математичного моделювання нестационарного температурного поля вузла та експериментів. У загальному випадку, тобто одночасно з урахуванням високочастотних температурних коливань на поверхні деталі КЗ в циклі та експонентних температурних коливань на перехідних режимах, розв'язати задачу нестационарної теплопровідності відомими методами не можливо. Тому раціонально задачу в загальній постановці розділити на дві часткові: періодичну для стаціонарного усталеного режиму роботи ДВЗ та аперіодичну – для перехідних режимів.

Розроблена Є. І. Третьаком модель періодичної теплопровідності для поршня, гільзи циліндра та головки циліндрів дозволяє розрахувати нестационарне поле температур для будь-якого усталеного режиму у випадку, якщо отримані температурні поля деталі, наприклад експериментальні, та відомі закони локального розподілу теплових потоків.

Розроблена Є. І. Третьаком модель визначення температурного стану деталей КЗ може використовуватись для широкого класу дослідницьких задач. Потреба в експериментальних даних для корегування ГУ задовольняється результатами термометрії поверхні КЗ та бічної поверхні поршня і гільзи циліндра.

Переваги моделювання ТНС у випадку, коли певна деталь розглядається не окремо, ізолювано від інших, а у складі вузла і з урахуванням контактної взаємодії з іншими деталями, доводяться також і в інших публікаціях. Так авторами [14–16] пропонується ТНС окремої деталі визначати при розв'язанні так званої контактної задачі МСЕ, в якій вже розглядаються не окремі деталі, а вузол в цілому. В цьому випадку при розробці моделі використовуються спеціа-

льні контактні скінчені елементи, які допускають як жорстке закріплення деталей в спряженнях вузла, так і відносне переміщення деталей з можливістю відриву і порушення контакту.

В ході розв'язання контактної задачі МСЕ розміри поверхні контакту спряжених деталей залежать від деформацій в зоні контакту, наперед невідомі і визначаються шляхом ітерацій. При цьому суттєво спрощується задання силових ГУ. Твердотільні моделі деталей створюються на основі реальних розмірів, що дозволяє проконтролювати в спряженнях реальні зазори та натяги [14–16].

Більш складною є постановка термоконтактних задач, характерних для основних термонапружених спряжень двигуна, зокрема спряжень клапанного вузла: «клапан – сідло клапана», «стрижень клапана – напрямна втулка», «сідло клапана – головка циліндрів». Невизначеність умов контакту, змінний характер прикладення механічних і теплових навантажень в цих спряженнях створюють додаткові ускладнення. При цьому головна складність полягає в наступному. Умови контакту і напружено-деформований стан деталей в термічно навантаженому спряженні залежать від теплового стану деталей в контакті, який в свою чергу не може бути заздалегідь змодельований без задання коефіцієнтів тепловіддачі, а вони, головним чином, будуть залежати від характеру розподілу контактного тиску в спряженні, напружено-деформованого стану контактуючих деталей. Ускладнення пов'язані також з фізичною і геометричною нелінійністю, а також, як зазначалося, з нестационарністю термоконтактних задач зі змінними законами контакту, взаємним проковзуванням деталей клапанного вузла. Очевидно, що зростання вимог до надійності двигуна при зростанні рівня його форсування вимагає уточнення математичних вузлових моделей, а також методів розрахунку конструкцій в термоконтактній постановці.

Успішне розв'язання задач в термоконтактній постановці в кожному конкретному випадку, зокрема для клапанного вузла, потребує детального вивчення особливостей контактного теплообміну, знання реальних температурних полів окремих деталей вузла та певних закономірностей, пов'язаних зі змінами

зазорів, натягів в спряженнях в залежності від режиму навантаження двигуна, теплофізичних властивостей матеріалів, впливу охолодження та ін.

Важливим моментом при розробці ММ нестационарного теплового та напружено-деформованого стану є *уточнення ГУ теплообміну*, яке на практиці здійснюється з використанням результатів експериментальної термометрії як для стаціонарних, усталених режимів навантаження двигуна, так і нестационарних, перехідних. Уточнення ГУ в більшості випадків зводиться до послідовного, багаторазового виконання розрахунків теплового стану деталей чи вузла, аналізу і корегування призначених раніше ГУ таким чином, щоб досягався збіг отриманих розрахунком і експериментом значень температур в контрольних точках деталі. При цьому чим більше контрольних точок розглядається, тим більшою є імовірність призначених ГУ і точність розробленої ММ. Такий підхід при математичному моделюванні використовує переважна більшість дослідників. В літературних джерелах вказаний процес уточнення ГУ позначається терміном «уточнення ГУ на основі розв'язання зворотної задачі теплопровідності». Такий підхід дає позитивні практичні результати, має широке розповсюдження, але використання наведеного терміну в даному випадку не є математично коректним.

Задачі теплопровідності, як відомо в загальному випадку, можуть бути прямими або зворотними. В прямій задачі теплопровідності за відомим рівнянням процесу та умовами однозначності визначаємо температурне поле. В зворотній задачі, маючи відомості про температурне поле, визначаємо умови однозначності, а саме крайові, які включають початкові та граничні. Розв'язання зворотної задачі дозволяє також уточнити саму ММ, тобто систему рівнянь, які описують фізичний процес.

Зворотні задачі теплопровідності в загальному випадку відносяться до некоректно поставлених. Для вирішення некоректних задач теплопровідності в кожному конкретному випадку необхідна розробка спеціальних методів їх

розв'язання. Приклади вирішення некоректних задач теплопровідності для деталей ДВЗ з використанням спеціально розроблених методів автору невідомі.

Таким чином, сформульованим на початку розділу критерієм може задовольнити вузлова ММ нестационарного ТНС, побудована на основі МСЕ і з залученням термоконтактного скінченного елемента. Модель в загальному випадку може бути тривимірною і для деталей – тіл обертання. Уточнення і контроль ГУ задач теплопровідності і механіки здійснюється на основі експериментів з термометрії та тензометрії як для деталей клапанного вузла, так і інших локально охолоджуваних деталей.

1.3 Побудова ММ нестационарного ТНС випускного клапана

1.3.1 Основні рівняння ММ

Розглядається ММ, розроблена на кафедрі ДВЗ НТУ «ХПІ», детальний опис моделі наведено в монографії [11]. Зазначена модель дозволяє враховувати теплофізичні властивості клапанних сталей, складну геометрію, наявність охолодження та інші фактори як на усталених, так і на перехідних режимах навантаження.

Конструкції клапанів систем газорозподілення ДВЗ різних типів представляють собою тіла обертання, незважаючи на інші численні відмінності, які пов'язані з типом двигуна, рівнями форсування, засобами охолодження, засобами захисту від абразивного та ерозійного зношення. Під час роботи клапани, як відомо, під дією сил пружності клапанних пружин здійснюють нерегулярні або ж регулярні (у випадку застосування механізмів примусового обертання) рухи. При цьому змінюється положення клапана відносно спряженої опорної поверхні сідла, і навіть у випадку нерівномірного розподілу температури по контактуючій поверхні сідла температурне поле самого клапана має вісесиметричний розподіл. Тому для усіх розрахункових варіантів клапанів будується двовимірний вісесиметричний модель. Підведення і відведення теплоти для всіх діля-

нок теплообмінної поверхні передбачається також вісесиметричним. З урахуванням властивостей клапанних сталей напружено-деформований стан розглядається в межах пружних деформацій.

Рішення задачі термопружності здійснюється за допомогою МСЕ з використанням програмного комплексу KROK, розробленого в ІПМаш НАН України, та засобів моделювання ANSYS [17], можливості та позитивний досвід використання яких підтверджується в багатьох публікаціях. Розглянемо особливості побудови розрахункових алгоритмів, зокрема комплексу KROK, які детально аналізуються в роботі [16].

Розрахункова область являє собою меридіональний перетин S вісесиметричної деталі – клапана, що може бути представлений як об'єднання $S = \bigcup S_i$ окремих неоднорідних у загальному випадку підобластей S_i , що можуть відрізнятися теплофізичними властивостями, які в свою чергу залежать від температури. Реалізовано можливість обліку контактних взаємодій між підобластями шляхом введення умовного контактної прошки S_K зі спеціальними механічними та реологічними властивостями, що є на початку обчислювального процесу невизначеними й уточнюються методом послідовних наближень у процесі розв'язання поставленої задачі.

Для задачі механіки ГУ задаються у вигляді переміщень та навантажень як у глобальній системі координат $r-z$ (циліндричні Лагранжеві координати МСЕ), так і у місцевій системі координат, вісями якої є дотична та нормаль до відповідної ділянки поверхні тіла.

У загальному випадку розглядається єдина неоднорідна область $S = \bigcup_{i=1}^n S_i$, на частині границі L_{U_r} якої можуть бути задані переміщення $U_r(L)$, а на частині границі L_{U_z} – переміщення $U_z(L)$.

У випадку місцевої системи координат на частині границі L_{U_n} задається компонента переміщень $U_n(L)$, а на частині L_{U_z} – компонента $U_z(L)$ відповідно.

На тій частині границі розрахункової області, де не задані переміщення $U_r(L)$ і $U_n(L)$, передбачаються відомими компоненти поверхневого навантаження $P_r(L)$ і $P_n(L)$, а де не задані переміщення $U_z(L)$ і $U_t(L)$ – компоненти поверхневого навантаження $P_z(L)$ і $P_t(L)$.

На ділянках границі розрахункової області, що контактують за умовами роботи деталі зі спряженими деталями, вводиться в межах очікуваних ділянок контакту тонкий прошарок з контактних елементів S_{ik} , товщиною в один скінчений елемент. Таким чином, контактуючі елементи об'єднують взаємодіючі підобласті в єдину систему S , виконують функції реєстрації ділянок контакту та відриву. Такий підхід, по-перше, дозволяє моделювати різні умови роботи деталі на ділянках контакту (зчеплення, проковзування, сухе тертя), по-друге, суттєво спрощує алгоритм рішення контактної задачі за допомогою МСЕ, не порушуючи структури системи рівнянь для знаходження розв'язку та не змінюючи порядку цієї системи. Для задання ГУ задачі механіки в зоні контакту для спрощення рішення, вплив контактного прошарку може бути зведений до мінімуму, якщо його розглядати як достатньо тонкий та жорсткий.

Проходження ітераційного процесу, який використовується для уточнення механічних та реологічних властивостей контактного прошарку, визначається видом накладених на нього механічних зв'язків. При цьому передбачається можливість враховувати односторонні та двосторонні зв'язки.

Так, наприклад, у випадку односторонніх зв'язків, якщо приймаються кінематичні граничні умови в місцевій системі координат $U_n = 0$, то після кожної ітерації проводиться аналіз контактних напружень. При цьому вважаємо, що в елементах, де напруження позитивні ($\sigma_n > 0$), тобто елементи намагаються відірватися один від одного, контактні жорсткості прирівнюємо нулю. В наступній ітерації на елементах з нульовими жорсткостями елемент вільно деформується з відставанням від контактної поверхні.

При накладенні двосторонніх зв'язків виконується лише одна ітерація.

Контроль правильності задання ГУ у цьому випадку проводять по знаку нормальних напружень в зоні контакту, які для розглянутого випадку повинні бути стискаючими (знак мінус).

Для розв'язання задачі теплопровідності задаються ГУ другого роду (тепловий потік q на границі L_q) та третього роду (температура середовища $T(L)$ і коефіцієнти теплообміну $\alpha(L)$). Задача теплопровідності пов'язана з задачею механіки суцільного середовища через умови контакту, які визначають в свою чергу умови теплообміну на контактних поверхнях, а задача механіки використовує інформацію температурної задачі у вигляді температурного поля, в залежності від якого визначаємось з температурними деформаціями та механічними властивостями матеріалу в залежності від температури. Для врахування взаємного впливу задач теплопровідності та механіки виконується ітераційний процес, у ході якого уточнюється рішення. Розроблена ММ нестационарного ТНС випускного клапана враховує викладені вище положення.

Для розрахунку температурного поля випускного клапана використовується відоме рівняння нестационарної теплопровідності у вигляді:

$$\operatorname{div}[\lambda \cdot \operatorname{grad} T] - \rho C \frac{\partial T}{\partial \tau} = 0, \quad (1.2)$$

де λ – коефіцієнт теплопровідності матеріалу;

T – температура тіла;

ρ, C – щільність та теплоємність матеріалу клапана;

τ – час.

Для вісесиметричної задачі теплопровідності при її розв'язанні з використанням МСЕ на основі вихідного рівняння (1.2) може бути складений функціонал, мінімізацією якого знаходимо температурне поле клапана [16]:

$$\begin{aligned}
J = \frac{1}{2} \cdot \iint_S \left[\lambda_r(S_\mu, t) \left(\frac{\partial T}{\partial r} \right)^2 + \lambda_z(S_\mu, T) \left(\frac{\partial T}{\partial z} \right)^2 + \lambda_{rz}(S_\mu, T) \frac{\partial T}{\partial r} \frac{\partial T}{\partial z} - \right. \\
\left. - 2Q(S_\mu) \Phi_\mu(\tau) + 2\rho c(S_\mu, T) \frac{\partial T}{\partial \tau} T \right] \cdot rdS - \\
- \int_{L_q} q(L) \Phi_q(\tau) rdL + \frac{1}{2} \int_{L_\alpha} \alpha(L) \Phi_\alpha(\tau) [-2T_\infty(L) \Phi_T(\tau)] TrdL + \\
+ \frac{1}{2} \int \alpha(L, \sigma_k) \Phi_\alpha(\tau) [T - 2T_\infty(L) \Phi_T(\tau)] TrdL,
\end{aligned} \tag{1.3}$$

де S, L – область меридіонального перетину та його границя;

S_μ – підобласть області S ;

$\lambda_r, \lambda_z, \lambda_{rz}$ – коефіцієнти теплопровідності матеріалу;

ρc – питома теплоємність матеріалу на одиницю об'єму;

Q – інтенсивність внутрішніх джерел теплоти;

q – інтенсивність теплового потоку через границю області;

α, T_∞ – коефіцієнт тепловіддачі і температура середовища на границі;

σ_k – контактні напруження при появі зони контакту L_k ;

$\Phi_\alpha(\tau), \Phi_q(\tau), \Phi_Q(\tau)$ – управляючі функції, які задаються для зміни ГУ на

ділянках границі розрахункової області і залежать від часу перехідного процесу.

Управляючі функції нумеруються у визначеному порядку та можуть бути задані, наприклад, у вигляді таблиць для певних контрольних проміжків часу. Для довільних моментів протікання перехідного процесу значення управляючих функцій визначаються лінійною інтерполяцією. Для кожного набору вузлів може бути застосована певна група функцій. При цьому одна управляюча функція може обслуговувати декілька ділянок границі області.

Початкові умови нестационарної задачі ТНС клапана задаються постійними у вигляді початкової температури T_Π , або ж є рішенням стаціонарної задачі теплопровідності для заданих ГУ на першому кроці. Нульове значення ча-

сового кроку при цьому є умовою розв'язання стаціонарної задачі теплопровідності на даному кроці.

Розв'язання нестационарної задачі теплопровідності в часі, як зазначалося, здійснюється з використанням неявної схеми Кренка–Ніколсона, відповідно до якої:

$$\frac{\partial T}{\partial \tau}(\tau + \Delta\tau) = \left[T(\tau + \Delta\tau) - T(\tau) \right] \frac{2}{\Delta\tau} - \frac{\partial T}{\partial \tau}(\tau), \quad (1.4)$$

де $\Delta\tau$ – розрахунковий інтервал часу.

Застосування неявної схеми дозволяє позбутися впливу розбивки області на скінченні елементи і величини інтервалу $\Delta\tau$ на чисельну нестійкість при розв'язанні системи рівнянь нестационарної задачі ТНС, що спостерігається при користуванні явними схемами, наприклад, схемою Ейлера.

Для розрахунку нестационарних термічних напружень використовується варіаційний принцип Лагранжа:

$$\delta(\Pi - A_{\Omega} - A_p) = 0, \quad (1.5)$$

де Π , A_{Ω} , A_p – відповідно потенціальна енергія деформації пружної системи, робота об'ємних та поверхневих сил.

Для вісесиметричної задачі термопружності скористаємось виразом варіаційного принципу в лінеаризованій формі:

$$\begin{aligned}
& \iint_S (\Delta \sigma^{ij} \delta \Delta \varepsilon_{ij} - \Delta F^i \delta \Delta u_i) r dS - \int_L \Delta p^i \delta \Delta u_i r dL + \\
& + \iint_S (\Delta \sigma^{ij} \delta \Delta \varepsilon_{ij} - \Delta F^i \delta \Delta u_i) r dS - \int_L p^i \delta \Delta u_i r dL + \\
& + \int_{L_{k\eta}} c_n (u_n + \Delta u_n - u_n^0) \delta \Delta u_n r dL + \int_{L_{k\tau}} c_\tau (u_\tau + \Delta u_\tau - u_\tau^0)_\phi \delta \Delta u_\tau r dL,
\end{aligned} \tag{1.6}$$

де S, L – площа меридіонального перерізу та його границя;

$L_{k\eta}, L_{k\tau}$ – границі контактуючих ділянок;

$\Delta \sigma^{ij}, \sigma^{ij}$ – компоненти повного тензора і тензора приросту напружень на часовому інтервалі;

$F^i, \Delta F^i$ – компоненти об'ємного навантаження та його приросту на часовому інтервалі;

$p^i, \Delta p^i$ – компоненти поверхневого навантаження та його приросту на часовому інтервалі;

c_n, c_τ – жорсткість контактної прошарку в нормальному та дотичному напрямках;

$\Delta u_i, \Delta u_n, \Delta u_\tau$ – компоненти приросту переміщень в i -напрямку, а також в напрямках нормалі і дотичної до границі підобласті;

$\Delta u_n^0, \Delta u_\tau^0$ – задані переміщення в напрямках нормалі та дотичної на границі підобласті.

Фізичні співвідношення передбачають представлення тензора приросту деформацій у вигляді суми приростів пружної, температурної і пластичної деформацій (якщо в загальному випадку розглядається задача пластичності):

$$\Delta \varepsilon_{ij} = \Delta \varepsilon_{ij}^e + \Delta \varepsilon_{ij}^t + \Delta \varepsilon_{ij}^p. \tag{1.7}$$

Приріст пружних деформацій на інтервалі $\Delta\tau$ можна визначити, скориставшись законом Гука:

$$\Delta\varepsilon_{ij}^e = A_{ijkm}(\tau + \Delta\tau) \cdot \Delta\sigma^{km} + A_{ijkm} \cdot \Delta\sigma^{km}, \quad (1.8)$$

де $A_{ijkm}(\tau + \Delta\tau)$ – тензор пружної піддатливості матеріалу в кінці інтервалу $\Delta\tau$;

$A_{ijkm} = A_{ijkm}(\tau + \Delta\tau) - A_{ijkm}(\tau)$ – приріст тензора пружної піддатливості внаслідок зміни температури.

Значення виразів для компонентів тензора пружної піддатливості через теплофізичні константи ізотропного матеріалу можуть бути представлені у вигляді співвідношень:

$$\begin{aligned} A_{iiii} &= \frac{E(1-\nu)}{(1+\nu)(1-2\nu)}; \quad A_{iiij} = \frac{E\nu}{(1+\nu)(1-2\nu)}; \\ A_{ijij} &= \frac{E}{2(1+\nu)}; \quad A_{iikm} = A_{ijkm} = 0; \\ i &\neq j; k \neq m; E = E(T), \end{aligned} \quad (1.9)$$

де $\nu = \nu(T)$ – коефіцієнт Пуассона.

Приріст температурних деформацій визначається з використанням наступних співвідношень:

$$\Delta\varepsilon_{ij}^i = \alpha_i(\tau + \Delta\tau)T(\tau + \Delta\tau) - \alpha_i(\tau)T(\tau); \quad \Delta\varepsilon_{ij}^i = 0; \quad i \neq j, \quad (1.10)$$

де α_i – коефіцієнти лінійного температурного розширення при відповідних температурах T .

Вираз для обчислення компонентів тензора пластичної деформації $\Delta \varepsilon_{ij}^p$ залежить від вибору певної теорії пластичності. При розгляді напружено-деформованого стану випускного клапана в межах пружних деформацій задача пластичності не розглядається і складова $\Delta \varepsilon_{ij}^p$ не враховується.

Зв'язок між переміщеннями та відповідними приростами деформацій задається формулами Коші для вісесиметричної задачі:

$$\begin{aligned}
 \Delta \varepsilon_{rr} &= \frac{\partial \Delta U_r}{\partial r} + \frac{\partial \Delta U_r}{\partial r} \cdot \frac{\partial U_r}{\partial r} + \frac{\partial \Delta U_z}{\partial r} \cdot \frac{\partial U_z}{\partial r} + \frac{\partial \Delta U_\Theta}{\partial r} \cdot \frac{\partial U_\Theta}{\partial r}; \\
 \Delta \varepsilon_{\Theta\Theta} &= \frac{\Delta U_r}{r} + \frac{1}{r^2} (\Delta U_r U_r + \Delta U_\Theta U_\Theta); \\
 \Delta \varepsilon_{zz} &= \frac{\partial \Delta U_z}{\partial z} + \frac{\partial \Delta U_z}{\partial z} \cdot \frac{\partial U_z}{\partial z} + \frac{\partial \Delta U_r}{\partial z} \cdot \frac{\partial U_r}{\partial z} + \frac{\partial \Delta U_\Theta}{\partial z} \cdot \frac{\partial U_\Theta}{\partial z}; \\
 2\Delta \varepsilon_{r\Theta} &= \frac{\partial \Delta U_\Theta}{\partial r} - \frac{U_\Theta}{r} + \frac{1}{r} \left(U_r \frac{\partial \Delta U_\Theta}{\partial r} + \Delta U_r \frac{\partial U_\Theta}{\partial r} - U_\Theta \frac{\partial \Delta U_r}{\partial r} - \Delta U_\Theta \frac{\partial U_r}{\partial r} \right); \\
 2\Delta \varepsilon_{z\Theta} &= \frac{\partial \Delta U_\Theta}{\partial z} + \frac{1}{r} \left(U_r \frac{\partial \Delta U_\Theta}{\partial z} + \Delta U_r \frac{\partial U_\Theta}{\partial z} - U_\Theta \frac{\partial \Delta U_r}{\partial z} - \Delta U_\Theta \frac{\partial U_r}{\partial z} \right); \\
 2\Delta \varepsilon_{rz} &= \frac{\partial \Delta U_r}{\partial z} + \frac{\partial \Delta U_z}{\partial r} + \frac{\partial U_r}{\partial r} \cdot \frac{\partial \Delta U_r}{\partial z} + \frac{\partial U_\Theta}{\partial r} \cdot \frac{\partial \Delta U_\Theta}{\partial z} + \frac{\partial U_z}{\partial r} \cdot \frac{\partial \Delta U_z}{\partial z} + \\
 &\quad + \frac{\partial \Delta U_r}{\partial r} \cdot \frac{\partial U_r}{\partial z} + \frac{\partial \Delta U_\Theta}{\partial r} \cdot \frac{\partial U_\Theta}{\partial z} + \frac{\partial \Delta U_z}{\partial r} \cdot \frac{\partial U_z}{\partial z}.
 \end{aligned} \tag{1.11}$$

Вираз для $\Delta \varepsilon_{ij}$ (1.7) з використанням співвідношень (1.10–1.11) можна привести до виду:

$$\Delta \varepsilon_{ij} = B'_{ijk} \cdot \Delta \sigma^{km} + c'_{ij}. \tag{1.12}$$

Розв'язуючи рівняння (1.12) відносно $\Delta \sigma^{km}$ отримаємо:

$$\Delta \sigma^{ij} = B'^{ijk} \cdot \Delta \varepsilon_{km} + c'^{ij}. \tag{1.13}$$

Підставляючи вираз (1.13) в рівняння (1.6), а також враховуючи залежності деформацій від переміщень (формули Коші (1.11)) та застосувавши звичну процедуру МСЕ [16], приходимо до системи алгебраїчних рівнянь у вигляді:

$$A_{ij} \cdot \Delta U_j = b_i, i = 1, 2 \dots N, \quad (1.14)$$

де N – число вузлових параметрів задачі.

Розв'язавши систему алгебраїчних рівнянь (1.14), отримаємо значення вектора приросту зміщень ΔU_i на певному часовому кроці або ж кроці по навантаженню.

Формування системи рівнянь здійснюється у порядку обходу скінчених елементів, чисельне інтегрування по кожному з яких на ітерації з використанням квадратур Гауса здійснюється один раз. Причому кількість переміщень для кожного вузла може становити два або ж три в залежності від вихідних даних задачі. Ширина стрічки матриці коефіцієнтів може змінюватись. Кінцеве рішення отримуємо накопиченням $\Delta U_i, \Delta \sigma^{ij}, \Delta \varepsilon_{ij}^e$ від інтервалу до інтервалу. Переміщення визначаються в вузлах скінчених елементів, а напруження в центрах скінчених елементів, де вони мають найбільшу точність.

Приведені математичні залежності можуть бути використані як для аналізу ТНС клапана, так і для аналізу ТНС сидла і напрямної втулки.

1.3.2 Задання граничних умов для задач теплопровідності та механіки

При використанні числових методів ефективність математичного моделювання в значній мірі залежить від коректно заданих ГУ задач теплопровідності та механіки. В процесі дослідження деталей КЗ цей етап є найбільш відповідальним і трудомістким, враховуючи при цьому необхідність уточнення ГУ на основі експерименту.

Розглянемо порядок задання ГУ для варіанта серійного суцільного випускного клапана автотракторного дизеля 4ЧН12/14. Зазначимо, що основні підходи при заданні ГУ на теплообмінній поверхні серійного клапана цього дизеля збережені в основному і для інших розрахункових варіантів, в тому числі і для варіанта з локальним охолодженням.

Насамперед зробимо декілька зауважень загального характеру. Випускний клапан, як і інші деталі КЗ, в процесі експлуатації постійно зазнає дію теплових навантажень, які змінюються за час робочого циклу двигуна. Внаслідок незначного періоду вказаних температурних коливань (0,06...0,075 с) температурне поле клапана не зазнає суттєвих змін. Як свідчать результати експериментальних досліджень [18], максимальна амплітуда коливань температури головки циліндрів в зоні розміщення випускного клапана не перевищувала 7...8 °С за робочий цикл. Причому такі коливання амплітуди спостерігаються лише поблизу поверхні днища головки. Таким чином, температурне поле випускного клапана на усталених режимах навантаження можемо визначати на основі розв'язання стаціонарної задачі теплопровідності при постійних, середніх за цикл ГУ. Приймаємо, що ГУ призначаються для моделі клапана, який постійно знаходиться в закритому положенні, що визначається схемою його закріплення. При цьому задача задання ГУ та їх уточнення в експерименті для випускного клапана ускладнюється тим, що на протязі одного робочого циклу одні і ті ж ділянки теплообмінної поверхні нагріваються, потім охолоджуються та одночасно перебувають в контактному теплообміні.

Особливості попереднього розрахунку і задання ГУ при моделюванні температурного стану випускного клапана детально розглядалися проф. Г. Б. Розенблітом для швидкохідних та середньообертових тепловозних дизелів у відомих роботах [18, 19].

Розрахунок ГУ рекомендується вести у формі теплового балансу, який має вигляд:

$$Q_1 + Q_3 + Q_4 = Q_2 + Q_5. \quad (1.15)$$

Складові теплового балансу в позначеннях, прийнятих в роботі [18], визначаються так:

– теплота, яка підводиться газами до тарілки клапана

$$Q_1 = \int_{\tau_1} \alpha_{\Sigma_1}(\tau) F_1 [t_r(\tau) - t_1] d\tau; \quad (1.16)$$

– теплота, яка віддається від клапана в сідло

$$Q_2 = \int_{\tau_2} k_2(\tau) F_2 [t_{\Phi}^{\text{кл}} - t_2] d\tau; \quad (1.17)$$

– теплота, яка підводиться відпрацьованими газами до циліндричної та конусної поверхні тарілки клапана

$$Q_3 = \int_{\tau_3} \alpha_3(\tau) (F_2 + F_3) [t_{\text{БГ}}(\tau) - t_{\Phi}^{\text{кл}}] d\tau; \quad (1.18)$$

– теплота, яка підводиться відпрацьованими газами до тороїдної поверхні клапана:

$$Q_4 = \int_{\tau_4} \alpha_4(\tau) F_4 [t_{\text{БГ}}(\tau) - t_{\text{ТП}}] d\tau; \quad (1.19)$$

– теплота, яка відводиться по стрижню клапана через напрямну втулку в систему охолодження головки циліндрів:

$$Q_5 = k_5 \cdot F_5 \cdot (t_{\text{СТ}} - t_{\text{ВОД}}). \quad (1.20)$$

Наближене значення коефіцієнта тепловіддачі α_{Σ_1} можна визначити розрахунком та уточнювати експериментально. Для розрахунку цього коефіцієнта можна скористатись, наприклад, критеріальним рівнянням, отриманим Г. Б. Розенблітом [18], яке враховує локальні газодинамічні умови теплообміну в зоні тарілки клапана, а також вплив конкретних умов протікання робочого процесу для даного типу дизеля.

Розглянемо схему задання ГУ на прикладі випускного клапана швидкохідного дизеля, яка використовується в роботі [11]. В даному випадку теплообмінну поверхню розбито на 12 ділянок (рис. 1.1).

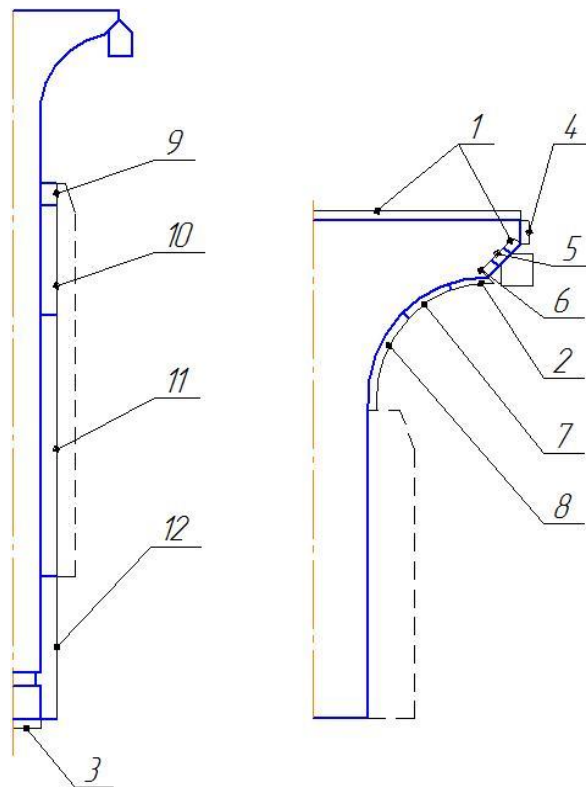


Рисунок 1.1 – Схема задання ГУ по ділянкам теплообмінної поверхні випускного клапана

Орієнтовне значення коефіцієнта контактного теплообміну $\alpha_{\text{КТ}}$, який входить до виразу для коефіцієнта k_2 (ділянка 5), знаходимо на основі рівнянь, які приведені в роботах [18, 19]:

$$Nu_{KT} = \left(1830 \frac{\lambda_{cp}}{\lambda_{пр}} - 15,6 \right) \left(\frac{P_K}{\sigma_B} \right)^{0,43}$$

$$\alpha_{KT} = \frac{\left(1830 \frac{\lambda_{cp}}{\lambda_{пр}} - 15,6 \right) \left(\frac{P_K}{\sigma_B} \right)^{0,43} \lambda_{cp}}{(h_1 + h_2) \left(1 - 0,34 \sqrt{\frac{P_K}{\sigma_B}} \right)} \quad (1.21)$$

Коефіцієнт тепловіддачі від відпрацьованих газів до посадочної поверхні тарілки клапана $\alpha_3(\tau)$, а також коефіцієнт тепловіддачі від відпрацьованих газів до тороїдної поверхні клапана $\alpha_4(\tau)$ (ділянки 2, 7, 8) для закритого положення клапана можна визначити, скориставшись критеріальним рівнянням виду:

$$Nu = 0,0377 \cdot Re^{0,8} Pr^{0,43}, \quad (1.22)$$

де $Re = \frac{\omega_{ВГ} d_{екв}}{\nu}$ – критерій Рейнольдса;

$d_{екв} = \frac{\mu_B f_B}{2h_{кл}}$ – еквівалентний діаметр;

$\mu_B f_B$ – прохідний переріз випускного клапана;

$\omega_{ВГ}$ – швидкість витікання відпрацьованих газів;

$h_{кл}$ – підйом клапана.

Коефіцієнти тепловіддачі в зоні спряження стрижня клапана з напрямною втулкою приймалися змінними уздовж цієї втулки (ділянки 9, 10, 11). Орієнтовні значення цих коефіцієнтів визначаються попередньо розрахунком як у випадку наявності в радіальному зазорі між стрижнем і втулкою димових газів, так і у випадку масляного прошарку у вказаному зазорі. Прийняти за основний лише якийсь один з названих випадків не представляється можливим, внаслідок

складності теплообмінних та газодинамічних процесів в цьому спряженні, які в свою чергу залежать від режиму навантаження, теплового стану клапанного вузла та інших факторів. З метою детального дослідження впливу конструктивних параметрів спряження, а також впливу локального охолодження цієї зони на тепловий стан клапана були проведені додаткові експериментальні і розрахункові дослідження [11], результати яких аналізуються в наступних розділах. Задання коефіцієнтів тепловіддачі на ділянках 9, 10, 11 було проведено також з урахуванням рекомендацій [20], згідно з якими α_{Σ} в цій зоні може змінюватися в межах 150...500 Вт/(м²·К). На ділянках 3, 12 (рис. 1.1) α_{Σ} приймаємо на рівні 60...65 Вт/(м²·К).

Температури сідла, напрямної втулки для швидкохідних дизелів призначалися в першому приближенні на основі рекомендацій, викладених в роботах [20, 21], а також експериментальних досліджень [4, 5].

Аналогічні підходи при визначенні ГУ задачі теплопровідності можуть бути використані і при моделюванні ТНС випускного клапана середньообертового ДВЗ [22].

Задання ГУ задачі механіки для представлених вище розрахункових варіантів проводилося з використання схеми, представленої на рис. 1.2.

Клапан для всіх розрахункових варіантів вважається закріпленим по своїй опорній фасці, що забезпечується заданням переміщення $U_n = 0$ в місцевій системі координат, зв'язаній з опорним скінченим елементом. На основі аналізу загальних підходів до розв'язання контактних задач, як зазначалось, вводиться в розгляд контактний прошарок, який приймається достатньо тонким і жорстким (рис. 1.2, б). До контактного прошарку прикладені двосторонні кінематичні зв'язки, які виключають можливість відставання клапана від сідла уздовж нормалі і допускають переміщення клапана уздовж дотичної (нульові сили тертя або дотичні напруження в зоні контакту).

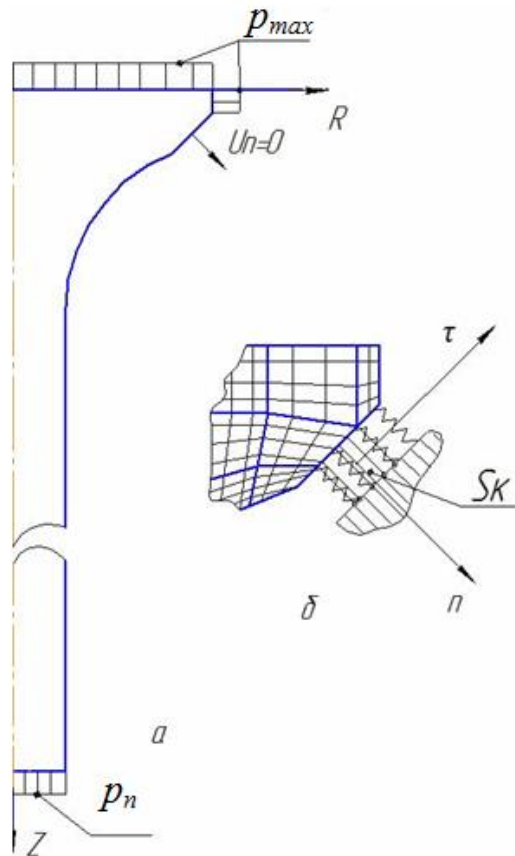


Рисунок 1.2 – Задання граничних умов задачі механіки

Зі сторони КЗ клапан навантажений максимальним тиском газів p_{\max} , який в розрахунках змінюється в залежності від експлуатаційного режиму навантаження і викликає стискаючі напруження в тарілці клапана. Зі сторони верхнього торця до клапана прикладено розтягуюче сумарне зусилля, зумовлене дією клапанних пружин і віднесене до одиниці площі верхнього торця клапана. Навантаження від p_{\max} задається в місцевій системі, а від дії пружин – в глобальній системі координат. Саме наведена схема закріплення випускного клапана перевіряється на коректність в ході безмоторного експерименту (розділ 3).

При розв'язанні нестационарної задачі термопружності визначальне значення має вибір законів зміни ГУ на перехідних режимах скидання та накидання навантаження.

При виборі законів зміни ГУ були проаналізовані роботи [8, 10, 18] та інші, в яких розглядаються теплообмінні процеси на перехідних режимах для деталей КЗ, зокрема для поршня. Відзначається, що на початковій стадії накидан-

ня навантаження, внаслідок неузгодженої роботи паливної системи і турбокомпресора, спостерігається зниження коефіцієнта надлишку повітря приблизно до одиниці, має місце неповне згоряння з виділенням частинок сажі. Середня температура газу в циліндрі різко зростає і перевищує максимальну температуру згоряння на номінальному режимі приблизно на 200 °С, а питомі теплові потоки в днище поршня (середньообертовий дизель ЧН25/27) перевищують номінальні на 30 % [18]. Коефіцієнти тепловіддачі також на 30...35% перевищують значення для усталеного номінального режиму.

Як показали в подальшому проведені розрахунки, найбільший вплив на температурне поле тарілки клапана мають управляючі функції, які задають закони зміни коефіцієнтів тепловіддачі та результуючу по тепловіддачі температуру на тороїдальній поверхні клапана та на його нижній торцевій поверхні, яка постійно контактує з газами в КЗ. Використовуючи рекомендації [10], наприклад, для перших варіантів розрахунку температурного стану клапана тракторного дизеля, управляючі функції корегувались таким чином, щоб значення відповідного параметра ставало максимальним приблизно через 5 с, а ще через 10 с від початку перехідного процесу (накидання навантаження) приймало усталене значення. Однак при такій динаміці зміни параметрів тепловіддачі відхилення від експериментальних значень, отриманих автором, на всіх часових інтервалах складало 80...120 °С, що засвідчило неадекватність прийнятої розрахункової моделі реальному характеру протікання перехідного процесу для випускного клапана. В подальшому для вказаних ділянок були призначені лінійні закони з виходом на номінальні параметри на 20...25 секунді від початку перехідного процесу, що в результаті і дало задовільну збіжність з експериментом. На приведених далі (п. 1.6) графіках управляючих функцій і динамічних температурних кривих можна прослідкувати вплив розглянутих законів зміни α_{Σ} і T_{∞} на динаміку зміни температури та порівняти її з отриманою в експерименті [3].

Для коефіцієнта тепловіддачі контактного теплообміну між сідлом та фаскою, а також для коефіцієнтів тепловіддачі між стрижнем клапана і прямою втулкою до розгляду приймалися функції, близькі до лінійних.

Закони зміни температури на вказаних контактуючих ділянках задавалися на основі результатів досліджень [23] у вигляді:

$$T = T_{\text{к}} - (T_{\text{к}} - T_{\text{п}}) e^{-k\tau}, \quad (1.23)$$

де $T_{\text{п}}$ – значення температури на початку перехідного процесу;

$T_{\text{к}}$ – кінцеве значення температури;

k, τ – показник експоненти та час зміни температури.

Функції, які задавали закони зміни температури теплосприймаючих поверхонь сідла і прямої втулки по відповідних ділянках в процесі накидання навантажень мали вигляд:

$$\Phi_{\text{н}} = 1 - \left(1 - \frac{t_{\text{мін}}}{t_{\text{макс}}} \right) e^{-k\tau}, \quad (1.24)$$

а при скиданні навантаження:

$$\Phi_{\text{с}} = \frac{t_{\text{мін}}}{t_{\text{макс}}} + \left(1 - \frac{t_{\text{мін}}}{t_{\text{макс}}} \right) e^{-k\tau}. \quad (1.25)$$

Зміна температури повітря під клапанною кришкою для ділянок 3 і 12 (рис. 1.1) моделювалась також по експоненті як для режимів скидання, так і режимів накидання навантаження.

Нестационарна задача ТНС випускного клапана швидкохідного дизеля розв'язувалась кроковим методом. При цьому арифметична сума кроків у часі

дорівнювала проміжку часу, затраченому на прогрів клапана від температури холостого ходу до температури на номінальному режимі. Як засвідчили експериментальні дослідження, для всіх розглянутих режимів ця сума не перевищувала 240...360 с. Крокові інтервали вибиралися нерівномірно: 0, 1,25 с, 2,5 с, 3,5 с, 5 с, 10 с, 20 с, 30 с, 60 с, 120 с, 180 с, 240 с. За рахунок такого вибору інтервалів досягається підвищення щільності інформації при побудові графіків температури в характерних точках клапана, що особливо важливо для периферійних ділянок клапана, його окрайок, де в початковий період процесу (перші 20 с) накидання, швидкість зміни температури найбільша. Решта часових кроків поступово збільшуються до хвилини.

1.4 Побудова ММ ТНС сідла клапана

В переважній більшості швидкохідних і середньообертових ДВЗ сідла впускних і випускних клапанів виконують вставними. Сідла встановлюються з натягом в охолоджену стані. Для підвищення надійності кріплення в головках циліндрів з легких сплавів сідла завальцьовують. Аналіз дефектів сідла свідчить, що основною причиною його прогарів та деформацій є нерівномірне охолодження. Частково зазначена проблема вирішується шляхом використання самоустановлюваних по фасці клапана сідел, які вставляють у головку циліндрів з незначним зазором у холодному стані, а для утримання сідла застосовують пружинні кільця. Недоліком таких конструкцій є значне погіршення тепловідведення від сідла, при цьому обов'язковою умовою надійної роботи клапанного вузла є локальне охолодження як клапанного гнізда, так і самого клапана.

В ДВЗ з високим рівнем форсування застосовують сідла клапанів з високолегованих сплавів, жароміцних і здатних зберігати високу твердість опорної поверхні при температурах 600...700 °С. Застосування високолегованих сплавів зумовлено особливостями їх зношування, яке, як показали проведені дослідження [24], відбувається переважно за рахунок просідання опорної фаски сідла в результаті пластичної деформації поверхневих шарів металу під дією ме-

ханічних ударних навантажень зі сторони клапана. Підігрітий, тонкий поверхневий шар металу деформується також і дотичними навантаженнями зсувається з фаски сідла. Це явище підтверджується наявністю на робочій поверхні фаски сідла концентричних хвилеподібних виступів пластично деформованого металу.

В момент співударяння з сідлом і послідууючої дії навантаження від згоряння робочої суміші виникає деформація (вигинання) тарілки клапана, в результаті чого контакт між фасками сідла і клапана порушується. В зоні відсутності контакту відбувається пластичне перетікання поверхневих, тонких шарів металу, яке прискорюється підвищеною пластичністю в результаті інтенсивного нагрівання відпрацьованими газами. Форсування дизельних ДВЗ збільшує температурні і механічні навантаження на гнізда клапанів.

Підвищення надійності сідел досягається, головним чином, за рахунок ЛО зони клапанного гнізда, підбору раціональних натягів або ж зазорів у холодному стані, а також підбору матеріалу сідла. При цьому матеріал повинен мати низьку пластичність при підведених температурах, високу межу міцності на стискання та зсув, високу теплопровідність і твердість при високих температурах. Коефіцієнти термічного розширення матеріалів сідла і головки циліндрів повинні бути максимально близькими [24].

При розробці ММ ТНС сідла, крім перелічених факторів, які визначають умови роботи спряження сідло-клапан, необхідно також оцінити нерівномірність нагрівання сідла по периметру на експлуатаційних режимах двигуна. З цією метою було проведено моторний експеримент на швидкохідному дизелі 4ЧН12/14, детальний опис якого наводиться в розділі 2.3 навчального посібника, а також у роботі [25]. В сідлі випускного клапана було встановлено три термомпари, рівномірно розміщені по периметру сідла. Як показали результати термометрії, на режимі максимального крутного моменту ($n = 1600 \text{ хв}^{-1}$, $N_e = 65,4 \text{ кВт}$) різниця між максимальною і мінімальною з зафіксованих температур склала $5 \text{ }^{\circ}\text{C}$, а на номінальному режимі ($n = 2000 \text{ хв}^{-1}$, $N_e = 81,8 \text{ кВт}$) від-

повідно 11 °С. Враховуючи результати експерименту, можна вважати, що нагрівання сідла в даному випадку відбувається рівномірно по периметру, і аналіз ТНС можна провести з використанням вісесиметричної скінченоеlementної моделі, що значно спрощує у порівнянні з тривимірною скінченоеlementною моделлю побудову розрахункового алгоритму. Розрахунки ТНС сідла орієнтовані на використання програмного комплексу KROK [16].

Проведені раніше дослідження клапанного вузла, наприклад [18, 26], підтверджують значну роль у формуванні ТНС випускного клапана теплообмінних процесів через вставне сідло клапана. По своєму характеру процеси в цьому спряженні можна віднести до контактного теплообміну. При цьому розглядається переривчастий контакт в спряженні клапан-сідло та постійний контакт між сідлом і головкою циліндрів. Значущість цих процесів можна підтвердити тим, що до 70 % теплоти від клапана в головку циліндрів відводиться саме через сідло.

Розробка ММ ТНС сідла ставила за мету проведення в подальшому аналізу впливу конструктивних і експлуатаційних факторів на поліпшення тепловідведення через сідло в головку циліндрів. В дослідженні оцінювалися властивості матеріалу сідла, локальне охолодження сідла та його режими.

За базовий конструктивний варіант приймалась конструкція серійного неохолоджуваного сідла випускного клапана дизеля 4ЧН12/14 з зовнішнім діаметром 46 мм, внутрішнім діаметром 40 мм і висотою 7 мм, кут нахилу опорної фаски – 45 °.

На рис. 1.3 представлено схему розбиття розрахункового меридіонального перетину на скінчені елементи, а також на основні теплообмінні зони. На прикладі базового варіанта детальніше розглянемо порядок задання ГУ стаціонарної задачі теплопровідності, ГУ 3-роду.

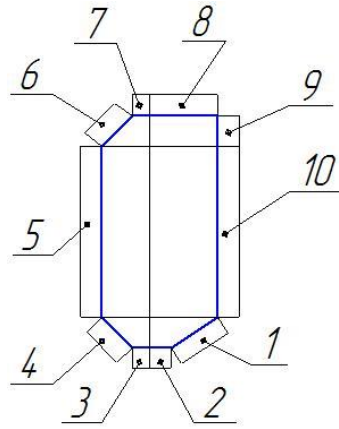


Рисунок 1.3 – Схема розбиття розрахункової області сідла на макроеlementи

На процеси тепловідведення суттєво впливає термічний опір контакту в спряженні «сідло – головка циліндрів» (зона 5), який в свою чергу залежить від посадки і контактного тиску в спряженні. При цьому зміни умов стискання поверхонь сідла і головки призводять до перерозподілу ліній теплового току. Збільшення навантаження зі збільшенням натягу знижує термічний опір контакту за рахунок збільшення фактичної площі дотику поверхонь, а зменшення навантаження збільшує термічний опір.

Визначення тиску в зоні запресовки сідла можна провести за відомою формулою Ляме, яка враховує величину натягу в спряженні, а також товщину стінок деталей:

$$p = \frac{\Delta}{d} \cdot \Theta, \quad (1.26)$$

де $\frac{\Delta}{d}$ – відносний діаметральний натяг;

Θ – коефіцієнт,

$$\Theta = \frac{1}{\frac{c_1 - \mu_1}{E_1} + \frac{c_2 - \mu_2}{E_2}}, \quad (1.27)$$

де E_1 , E_2 та μ_1 , μ_2 – відповідно модулі нормальної пружності і пуассонові константи внутрішньої і зовнішньої деталей в спряженні.

Визначаємо коефіцієнти c_1 і c_2

$$c_1 = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d}\right)^2}; \quad (1.28)$$

$$c_2 = \frac{1 + \left(\frac{d_2}{d}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_2}{d}\right)^2}, \quad (1.29)$$

де d_1 і d_2 – відповідно внутрішній діаметр охоплюваної деталі і зовнішній діаметр деталі, що охоплює в спряженні (рис.1.4).

Розрахунок контактної тиску в спряженні «сідло – головка циліндрів» розглянуто на прикладі серійного клапана дизеля 4ЧН12/14. Вихідними даними є такі: внутрішній діаметр сідла $d_1 = 40$ мм; зовнішній діаметр сідла $d_2 = 46^{+0,095}_{+0,070}$ мм; діаметр отвору під сідло в головці циліндрів $d_2 = 46^{+0,027}$ мм; середній натяг $\Delta_{\text{ср}} = 0,069$ мм; модуль пружності матеріалу сідла (сталь ЭИ 69) $E_1 = 2,2 \cdot 10^4$ кг/мм²; модуль пружності матеріалу головки циліндрів (чавун СЧ21-40) $E_2 = 1,3 \cdot 10^4$ кг/мм²; коефіцієнти Пуассона для матеріалів сідла і головки циліндрів $\mu_1 = 0,28$, $\mu_2 = 0,25$. Коефіцієнти, розраховані за формулами (1.28) і (1.29), дали значення $c_1 = 7,226$ і $c_2 = 4,845$. Значення контактної тиску склали:

$$p = \frac{0,069}{46} \cdot \frac{1}{\frac{7,226}{2,2 \cdot 10^4} + \frac{4,845 + 0,25}{1,3 \cdot 10^4}} = 2,12 \text{ кгс/мм}^2 = 20,7 \text{ МПа}.$$

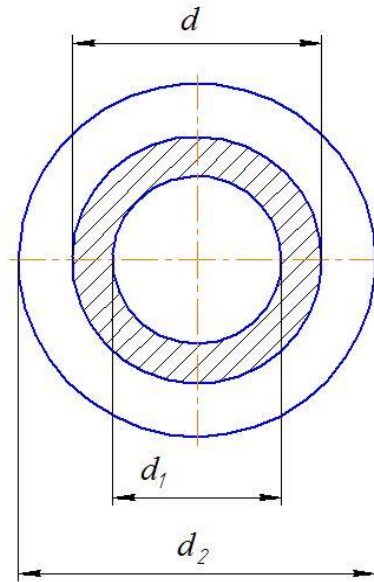


Рисунок 1.4 – Розрахункова схема

Для визначення контактної термічної опору скористаємося рекомендаціями, які наведені в роботах [27, 28]. Як відомо, внаслідок шорсткості і хвилястості реальних поверхонь контакт між твердими тілами має дискретний характер, тобто дотик відбувається в окремих точках, групах точок номінальної поверхні. При цьому площа фактичного контакту складає незначну частку номінальної площі, яка визначається геометричними розмірами спряження. Відсутність суцільного контакту суттєво змінює характер перетікання тепла від одного тіла до другого. Якщо теплопровідність проміжного середовища, що заповнює мікропорожнини, незначна і така, що нею можна знехтувати, і променевий теплообмін відсутній, то передача тепла між тілами відбувається лише через точки фактичного контакту. У випадку, коли проміжне середовище має достатню теплопровідність, але меншу, ніж теплопровідність контактуючих металів, тепловий потік також проходить через зони фактичного контакту.

Таким чином, якщо тепловий потік при підході до поверхні дотику розподіляється на два потоки (частина тепла – через теплопровідні зазори, частина – через фактичний контакт), то доцільно величину термічного опору в контакті представляти у вигляді суми двох складових, одна з яких визначається опором

зазорів R_C , а інша – опором зон фактичного контакту R_M . Загальний термічний опір контакту визначається за правилом суми паралельних опорів [28], тобто

$$\frac{1}{R_K} = \frac{1}{R_C} + \frac{1}{R_M}, \quad (1.30)$$

Для визначення складової фактичного контакту R_M в роботі [28] запропонована наступна залежність

$$R_M = \frac{1 \cdot 10^{-4}}{2,12 \bar{\lambda}_M \left(\frac{p}{E} B_\Pi \right)^{0,8} g}, \quad (1.31)$$

де B_Π – коефіцієнт, що характеризує геометричні властивості поверхонь в залежності від суми середніх висот мікронерівностей, для розрахунку обраного серійного сідла приймаємо $B_\Pi = 14$ [28];

g – коефіцієнт, що враховує різницю між фактичними площами контакту при початковому та послідуєчій прикладаннях навантаження, для розрахунку приймаємо $g = 0,8$ [28];

p – тиск на контактній поверхні, в нашому варіанті розрахунку $p = 20,7$ МПа;

$\bar{\lambda}_M$ – приведена теплопровідність контактуючих матеріалів

$$\bar{\lambda}_M = \frac{2\lambda_1\lambda_2}{\lambda_1 + \lambda_2}, \quad (1.32)$$

де $\lambda_1 = 18$ Вт/(м·К) – теплопровідність матеріалу сідла (сталь ЭИ 69);

$\lambda_2 = 90$ Вт/(м·К) – теплопровідність матеріалу головки циліндрів (чавун СЧ21–40);

$$\bar{\lambda}_M = \frac{2 \cdot 18 \cdot 90}{18 + 90} = 30 \text{ Вт/(м·К)}.$$

Термічний опір фактичного контакту «сідло – головка»

$$R_M = \frac{1 \cdot 10^{-4}}{2,12 \cdot 30 \cdot \left(\frac{20,7 \cdot 10^6}{12,74 \cdot 10^{10}} \cdot 14 \right)^{0,8} \cdot 0,8} = 2,564 \cdot 10^{-4} \text{ (м}^2 \cdot \text{К)/Вт}.$$

Термічний опір міжконтактного середовища (повітря) визначаємо за формулою [28]

$$R_C = \frac{(h_{cp1} + h_{cp2})(1-m)(1-\varepsilon)(1-\eta_3)}{\lambda_C}, \quad (1.33)$$

де $h_{cp1} = 2,5 \cdot 10^{-6}$ м, $h_{cp2} = 40 \cdot 10^{-6}$ м – середні висоти мікронерівностей відповідно для контактуючих поверхонь сидла і головки;

$\lambda_C = 4,27 \cdot 10^{-2}$ Вт/(м·К) – теплопровідність проміжного середовища (повітря) при заданій температурі ($t = 260$ °С);

$(1-m) = 0,8$ – коефіцієнт, який визначається за номограмою (рис. 3.8, [28]);

Величиною $(1-\varepsilon)(1-\eta_3)$ для прийнятих параметрів шорсткості h_{cp1} та h_{cp2} , згідно рекомендацій [28], можна знехтувати.

Таким чином, величина R_C становить

$$R_C = \frac{(40 + 2,5) \cdot 10^{-6} \cdot 0,8}{4,27 \cdot 10^{-2}} = 7,96 \cdot 10^{-4} \text{ (м}^2 \cdot \text{К)/Вт}.$$

Повна теплова провідність (коефіцієнт тепловіддачі) зони бокового контакту сідла становить

$$\alpha_K = \frac{1}{R_K}; \quad (1.34)$$

$$\alpha_K = \frac{1}{2,564 \cdot 10^{-4}} + \frac{1}{7,96 \cdot 10^{-4}} = 5156 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Коефіцієнти тепловіддачі для торцевої контактуючої поверхні сідла (зони 7 і 8, див. рис. 1.3) визначаємо за величиною термічного опору R_C , зберігаючи при цьому відповідні параметри шорсткості і значення λ_C , тобто

$$\alpha_C = \frac{1}{R_C}; \quad (1.35)$$

$$\alpha_C = \frac{1}{7,96 \cdot 10^{-4}} = 1256 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Розрахунок пресового спряження сідло–головка завершується оцінкою допустимого осьового зусилля P_{OC} , яке може витримати це спряження за методикою [29]

$$P_{OC} = pFf, \quad (1.36)$$

де $p = 20,7 \cdot 10^6 \text{ Па}$ – контактний тиск в спряженні;

$F = \pi dl$ – площа посадочної поверхні, в нашому випадку,

$$F = 3,14 \cdot 0,046 \cdot 0,005 = 7,22 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2;$$

f – коефіцієнт тертя між контактуючими поверхнями, для сталей та чавунів змінюється в межах $f = 0,10 \dots 0,15$, приймаємо $f = 0,15$.

Значення максимально допустимої осьової сили складе

$$P_{oc} = 20,7 \cdot 10^6 \cdot 7,22 \cdot 10^{-4} \cdot 0,15 = 2242 \text{ Н.}$$

Значення решти ГУ задачі теплопровідності по теплообмінним поверхням задавалися на основі результатів проведених розрахунково-експериментальних досліджень, для випускного клапана (зони 1, 2, 3, 4, 9, 10) [3]. Відповідні ГУ для серійного варіанта сідла, наприклад, на режимі номінальної потужності дизеля 4ЧН12/14 з $N_e = 73,6 \text{ кВт}$, $n = 1800 \text{ хв}^{-1}$ наведені в табл. 1.2.

Таблиця 1.2 – Задання ГУ для серійного сідла дизеля СМД-18Н

№ зони	α_{Σ} , Вт/(м ² ·К)	t_{∞} , °С
1	2000	690
2	750	890
3	750	890
4	750	890
5	5156	260
6	0	260
7	1256	260
8	1256	260
9	800	675
10	850	685

Значні можливості, як зазначалося, з точки зору поліпшення тепловідведення від клапана через сідло представляють варіанти локального охолоджуваних сідел [21, 25]. На рис. 1.5 показано схему розбиття на макроелементи одного з таких варіантів охолоджуваних сідел, а в табл. 1.3 представлені відповідні ГУ для контрольного режиму ($N_e = 73,6 \text{ кВт}$, $n = 1800 \text{ хв}^{-1}$) дизеля 4ЧН12/14.

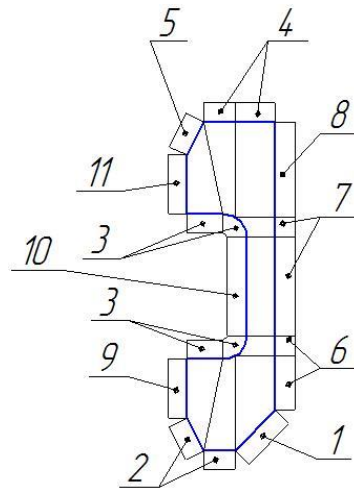


Рисунок 1.5 – Схема розбивки розрахункової області на макроеlementи

Таблиця 1.3 – Задання ГУ для варіанта охолоджуваного сідла

№ зони	α_{Σ} , Вт/(м ² ·град)	t_{∞} , °C
1	2000	690
2	750	690
3	700	60
4	1256	150
5	0	260
6	850	650
7	825	640
8	800	600
9	5156	260
10	700	260
11	5156	240

При заданні ГУ задачі механіки сідло вважається закріпленим по своїй верхній торцевій поверхні відносно головки циліндрів; по зовнішній боковій поверхні введено в розгляд контактний прошарок, який обмежує переміщення сідла в радіальному напрямку і допускає переміщення по дотичній до бокової поверхні. Зі сторони КЗ сідло навантажене силами тиску газів, а також силою притискання клапана по його опорній фасці, вказані сили приймаються постійними на усталених режимах і визначаються максимальним тиском p_z на даному режимі. До бокової внутрішньої поверхні сідла прикладена розподілена сила тиску відпрацьованих газів перед турбіною, яка теж задається для конкретного режиму роботи двигуна і приймається постійною.

Крім стаціонарної задачі ТНС розглядається також і нестаціонарна для перехідних режимів скидання – накидання навантажень. Підходи до постановки нестаціонарної задачі аналогічні раніше розглянутим на прикладі випускного клапана. При цьому визначальна роль в проведенні розрахунково-експериментального дослідження надається динамічним температурним залежностям, отриманим при експериментальному моделюванні режимів скидання – накидання навантаження, а також побудованими на основі цієї інформації управляючим функціям, які відтворюють динаміку зміни температури на перехідних режимах [11]. Розглядаються варіанти серійного та охолоджуваного сидел, представлені на рис. 1.3 та 1.5. Тривалість перехідного процесу задається в межах шести хвилин (360 с), що узгоджується з результатами моторного експерименту [25].

Для варіантів охолоджуваних сидел, крім розглянутої вісесиметричної нестаціонарної ММ ТНС, яка береться за основу при побудові вузлової ММ клапанного вузла, в проведеному дослідженні [25] розглядалися і розраховувалися варіанти невісесиметричних ММ сидла, які також можуть бути реалізовані з використанням модернізованого програмного комплексу KROK [30], або пакету ANSYS. Актуальність такої постановки задачі термопружності зростає саме для охолоджуваних варіантів. Як показали проведені моторні випробування [25], на температурне поле сидла з ЛО може впливати конструкція повітропідвідної системи. Так в зоні поблизу повітропідвідної магістралі інтенсивність охолодження може помітно, в межах 30...40 °С, відрізнятись від температури в зонах сидла, де вже відбувається витікання частково підігрітого від сидла охолоджувача. При цьому в залежності від конструктивного виконання ГЦ і охолоджуваного сидла в кожному конкретному випадку можна очікувати на більш значні температурні перепади по периметру розрахункової області. В цьому випадку вісесиметрична модель не дозволяє в повній мірі врахувати подібні «додаткові» температурні градієнти.

1.5 Побудова ММ ТНС прямої втулки

Основними вимогами, які пред'являються до напрямних втулок клапанів, є наступні: мінімальні перепади температури по висоті втулки; можливість тривалий час працювати в умовах сухого або ж напівсухого тертя з мінімальним і стабільним по висоті зазором; висока зносостійкість спряження, що забезпечує мінімальні витрати мастила на вигорання і виключає передчасне граничне зношення. Важливим чинником при виборі параметрів спряження «клапан – пряма втулка» є також інтенсифікація процесів тепловідведення через стрижень клапана і пряму втулку в головку циліндрів. Відомо, що відсоток теплоти, яка відводиться від клапана таким чином, не перевищує за різними оцінками, складеними на основі теплового балансу, 6...10 % [18]. При цьому номінальна площа бокової поверхні стрижня клапана значно перевищує, наприклад, площу опорної фаски сидла, через яку, як уже зазначалося, відводиться 70...80% теплоти. При форсуванні дизелів по частоті обертання змінюються умови роботи спряження, а саме характер переміщення клапана в зазорі втулки, характер зношення втулки і стрижня клапана. Характер переміщення клапана відносно втулки визначає зони фактичного контакту, через які і відбувається перетікання теплоти. Для поліпшення тепловідведення та інших умов роботи спряження необхідно більш детально проаналізувати вплив конструктивних, технологічних, трибологічних факторів на ці процеси, що вимагає розробки ММ ТНС прямої втулки, розгляд конструктивних варіантів втулки з системою ЛО.

Дослідженню теплового стану спряження «клапан – пряма» втулка приділялася значна увага в роботах Г. Б. Розенбліта [18, 19], Н. Х. Д'яченка [31], та інших авторів [32–35].

Зокрема, проф. Г. Б. Розенбліт в своїй роботі [19], присвяченій розрахунково-експериментальному аналізу теплового стану випускного клапана дизеля Д70, представив схему теплового балансу клапана дизеля. Запропонована методика дозволяє враховувати більшість визначальних факторів, таких як теплофізичні властивості матеріалів деталей клапанного вузла, величина зазору в

спряженні, шорсткість контактуючих поверхонь втулки і головки циліндрів, величина посадочного натягу втулки при її запресовці в головку, а також наявність або відсутність димових газів та масляної плівки в зазорі.

В результаті проведеного дослідження [19] було запропоновано методику розрахунку ГУ задачі теплопровідності для випускного клапанного вузла, значення коефіцієнтів тепловіддачі в спряженні змінювалися по висоті втулки в межах від 250 до 2000 Вт/(м²·К) [22]. Такий значний розкид значень коефіцієнта тепловіддачі по висоті втулки (220 мм) унеможлиблює проведення уточненого математичного аналізу ТНС як втулки, так і вузла в цілому. Зростаючі вимоги до точності та вірогідності значень ГУ по окремим ділянкам теплообмінної поверхні спряження вимагають додаткових експериментальних уточнень як характеру переміщення клапана в зазорі втулки, так і залежних від цього гідродинамічного тиску і температури на поверхні отвору втулки, відповідних значень коефіцієнтів тепловіддачі по висоті втулки.

Результати таких досліджень наводяться в роботах [5, 36], а також детально аналізуються в другому розділі навчального посібника.

Так, в роботі [36] В. В. Юркевичем на дизелі 4ЧН12/14 для визначення переміщень клапана відносно втулки були використані чотири датчика переміщення індуктивного типу, установлені в двох поясах втулки під кутом 90 ° один до одного в кожному поясі. Зміни гідродинамічного тиску в масляному шарі фіксувалися датчиком тиску (при зміні тиску масла змінюється опір манганінового дроту, який реєструється приладом). Вимірювання температури на поверхні втулки проводили за допомогою хромель-алюмелевої термопари. Покази індуктивних датчиків фіксувалися на осцилографі.

На рис. 1.6 приведені осцилограми переміщень і тиску. Дослідження показали, що, як і видно з осцилограм, покази датчиків залишаються незмінними в той період, коли клапан закритий. Осцилограма 1 осьового переміщення клапана має форму дуги і майже симетрична, що підтверджує однакову швидкість переміщення клапана вгору і вниз.

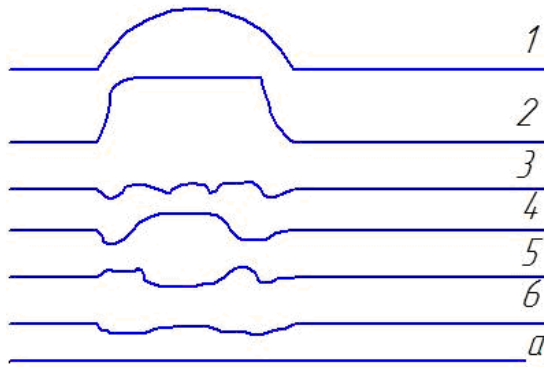


Рисунок 1.6 - Осцилограми переміщень клапана (1-5) і тиску (6) в спряженні «клапан – втулка»

Осцилограма переміщення 2, записана датчиком в нижньому положенні зі сторони випускного каналу, має форму рівнобічної трапеції. На початку свого руху вниз стрижень клапана різко змінює своє положення в радіальному зазорі, наближаючись максимально до датчика. Після цього, рухаючись спочатку вниз, а потім і вгору, стрижень не змінює свого положення відносно датчика, тобто в процесі роботи клапана відбувається його тертя об нижню частину втулки зі сторони випускного каналу. В кінці ходу стрижня догори знову різко вибирається зазор, але вже в зворотному напрямі.

Осцилограма переміщення 3, знята в нижньому поясі втулки під кутом 90° зі сторони маховика, має незначне відхилення від нульової лінії. Клапан в цьому напрямку переміщається несуттєво і стінок втулки не торкається.

Осцилограма переміщення 4, знята датчиком у верхньому поясі втулки зі сторони паливної помпи, близька до синусоїди. Стрижень клапана в верхньому поясі постійно коливається в зазорі, то наближаючись, то віддаляючись від датчика, коли клапан рухається вгору. При закритому клапані стрижень займає середнє положення.

Осцилограма переміщення 5, знята датчиком у верхньому поясі втулки зі сторони вентилятора, має характер, близький до осцилограми 3.

Отримані осцилограми показують, що стрижень клапана як у верхньому, так і в нижньому поясах втулки переміщується в поперечній площині двигуна. В повздовжній площині переміщення стрижня незначні.

Осцилограма тиску 6, знята датчиком тиску в середньому поясі зі сторони паливної помпи, дозволила зафіксувати наявність гідродинамічного тиску масла в зазорі до 0,6 МПа. В результаті осьового і радіального переміщення стрижня клапана утворюється масляний клин і відбувається видавлювання мастила.

Температура на поверхні отвору втулки в середньому перетині досягала 175 °С. Незважаючи на те, що при такій температурі різко знижується в'язкість масла, можна підтвердити таким чином виникнення гідродинамічного змащення, так як при цьому розвивається гідродинамічний тиск. Величина його незначна внаслідок того, що радіальні навантаження на стрижень клапана складають декілька десятків МПа. Але гідродинамічне змащення виникає не по всій поверхні втулки. В нижній частині втулки під час роботи спряження спостерігається граничне тертя.

З метою уточнення форми зношення втулки і стрижня клапана в ході експерименту було проведено мікрометраж [36]. На рис. 1.7 показана форма зношеної поверхні втулки. Зношення стрижня незначне і практично рівномірне по всій поверхні. Зношення втулки має яскраво виражений локальний характер.

У верхньому поясі А–А зношення незначне і має форму овалу, більша вісь якого перпендикулярна до повздовжньої осі двигуна. В нижньому поясі Б–Б зношення втулки зі сторони паливної помпи незначне, а зі сторони випускного колектора суттєве і перевищує зношення у верхньому поясі в 2...2,5 рази.

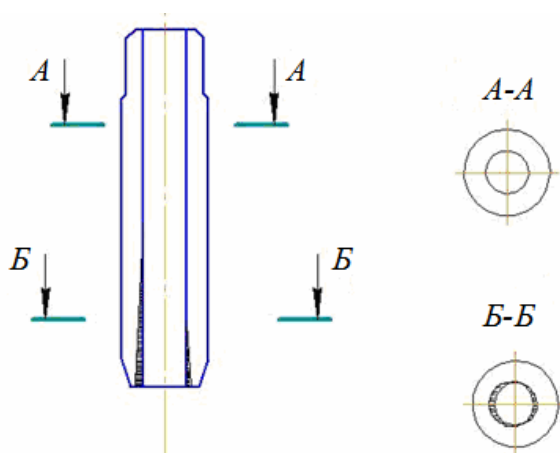


Рисунок 1.7 – Форма зношеної поверхні напрямної втулки

Таким чином, зношення втулки в зонах, де спряження працює в умовах рідинного тертя незначне, а там, де відбувається удар стрижня об втулку та послідовне ковзання в умовах граничного тертя, зношення максимальне.

Цікаві висновки щодо впливу масляного шару на контактний термічний опір, за результатами експериментальних досліджень Уейлса (Weills) і Райдера (Ryder) наведені в роботі [27]. Метою проведених досліджень було визначення залежності термічного опору плоского стиску з масляним прошарком і сухого від сили стиску зразків, температури контактної зони та шорсткості контактуючих поверхонь. Величина навантаження змінювалося в межах від 0 до 50 МПа, а температура – в межах від 150 до 300 °С.

Експериментально перевірялись зразки зі сталі, алюмінієвих сплавів і бронзи з різною чистотою обробки поверхонь. Шорсткість поверхонь змінювалася в межах від 0,25 до 2,5 мкм. На основі проведених випробувань зроблено важливий висновок про те, що термічний опір зумовлюється викривленням ліній теплового потоку при проходженні через зони металічного контакту і низькою теплопровідністю газу – при проходженні через газовий зазор. Автори також роблять важливий висновок, що при малих тисках (до $0,67 \cdot 10^5$ Па і нижче) основна частина теплового потоку передається через газовий прошарок контактної зони. В цьому випадку величина термічного опору контакту визначається висотою мікронерівностей і значенням коефіцієнта теплопровідності газу, який

заповнює порожнини між виступами мікронерівностей. При більш високих навантаженнях основна частина тепла передається через місця безпосереднього контакту. Досліди також показали, що при тривалому (приблизно через 5 годин) постійному навантаженні провідність контакту значно збільшується і стає постійною. Автори пояснюють цей результат повзучістю матеріалів контактуючих зразків.

Значні зміни провідності при підвищенні температури контакту пояснюють також погіршенням механічних властивостей металів при підвищених температурах і збільшенням фактичної площі контакту.

Покриття контактуючих поверхонь маслом або ж застосування прокладок з м'яких матеріалів призводить до значного зниження термічного опору. Автори відзначають, що при наявності в контактній зоні масляного прошарку змінюється розподіл теплового потоку між зазором та металічним контактом, а саме, збільшується (в більшості випадків при низьких навантаженнях) кількість тепла, яке проходить через простір між виступами мікронерівностей.

Таким чином, узагальнюючи наведені результати досліджень, можна дійти до висновку, що в спряженні «клапан – напрямна втулка» при моделюванні стаціонарного теплового поля визначальним є перенесення теплоти шляхом контактного теплообміну, а його параметри визначаються з урахуванням сумарної ефективності перенесення теплоти. При цьому інтенсивність перенесення теплоти від стрижня клапана до втулки залежить в основному від проміжку між стрижнем і втулкою δ і коефіцієнтом теплопровідності середовища $\lambda_{\text{ср}}$, яке заповнює цей проміжок (димові гази або мастило). Орієнтовне значення коефіцієнта тепловіддачі від стрижня до втулки $\alpha_{\text{вТ}}$ можна оцінити по формулі

$$\alpha_{\text{вТ}} = \frac{\lambda_{\text{ср}}}{\delta}. \quad (1.37)$$

Таким чином, визначаючи ГУ по спряженню «клапан – втулка», необхідно враховувати зміни $\lambda_{\text{ср}}$ і δ як по висоті втулки, так і в залежності від режиму навантаження, який визначає температурний стан клапанного вузла. Орієнтовні значення $\alpha_{\text{вТ}}$ для відомих конструкцій за рекомендаціями [20, 21] можна приймати в межах 150...400 Вт/(м²·К).

Для розрахунку термічного опору по спряженню «втулка – головка циліндрів» можна рекомендувати залежності (1.30), (1.31) та (1.33), а також залежність, запропоновану в роботах Є .О. Ганіна [27] та Г. Б. Розенбліта [18], а саме

$$\lambda_{\text{кв}} = \frac{2\lambda_{\text{с}}}{h_1 + h_2} + 2,1 \frac{p \bar{\lambda}_{\text{м}} \cdot 10^4}{3\sigma_{\text{в}}}, \quad (1.38)$$

де $\lambda_{\text{с}}$ – теплопровідність середовища (повітря), Вт/(м·К);

h_1 і h_2 – відповідні висоти мікронерівностей контактуючих поверхонь, мкм·10⁻⁶;

p – контактний тиск в спряженні, МПа, визначається за формулою Ляме;

$\sigma_{\text{в}}$ – межа міцності менш пластичного матеріалу, МПа;

$\bar{\lambda}_{\text{м}}$ – приведена теплопровідність металу, Вт/(м·К), визначається за формулою (1.32).

Коефіцієнти тепловіддачі по поверхні втулки, яка омивається відпрацьованими газами, а також по поверхні, яка виходить в клапанну коробку, як і відповідні результуючі по тепловіддачі температури задаються на основі проведених розрахунково-експериментальних досліджень [3, 18, 37, 38].

Для варіантів охолоджуваних по зовнішній бічній поверхні втулок ГУ задачі теплопровідності на цих ділянках також враховують результати досліджень [3, 5, 18], проведених для різних охолоджуваних середовищ (стиснене повітря, вода).

При заданні ГУ задачі механіки задаються контактний тиск по зовнішній бічній поверхні, який залежить від натягу в спряженні «втулка – головка циліндрів» і визначається за відомою формулою Ляме, розподілений тиск по внутрішній поверхні втулки, гідродинамічний тиск масляного прошарку, а також тиск димових газів залежно від режиму навантаження двигуна. По зовнішній боковій поверхні втулки вводиться контактний прошарок.

На рис. 1.8, а, б наведено приклади розбиття розрахункових перетинів варіантів втулок на макроеlementи для задання ГУ задачі теплопровідності, а в табл. 1.4 наведено розраховані ГУ задачі теплопровідності для режиму дизеля 4ЧН12/14.

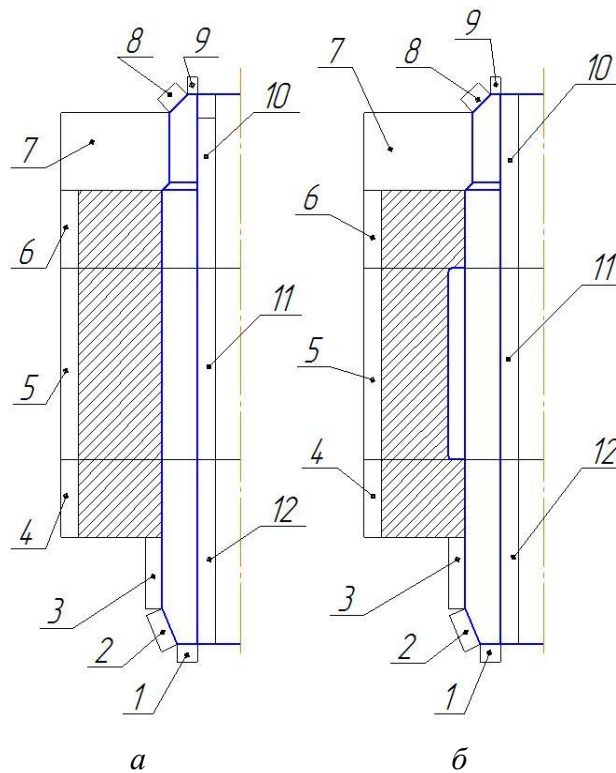


Рисунок 1.8 – Схема задання ГУ для серійної (а) і охолоджуваної (б) напрямних втулок

Таблиця 1.4 – Граничні умови задачі теплопровідності для варіантів втулки

№ зони	α_{Σ} , Вт/(м ² ·град)	t_{∞} , °C
1	650	540
2	640	530
3	640	500
4	1200	150
5a	1200	100
5б	300	30
6	1200	90
7	65	70
8	65	70
9	65	70
10	300	150
11	400	170
12	450	190

При розв'язанні задачі ТНС напрямної втулки використовується програмне забезпечення KROK. Розглядалися стаціонарні і нестаціонарні задачі в вісесиметричній постановці.

На основі відпрацьованих і уточнених ММ клапана, сідла, напрямної втулки була розроблена вузлова ММ ТНС клапанного вузла.

1.6 Побудова ММ клапанного вузла

Для ідентифікації розроблених ММ клапана, сідла та напрямної втулки, уточнення ГУ, перевірки адекватності розрахункових і експериментальних температур на стаціонарних і перехідних режимах навантаження проводилася серія експериментів з термометрії зазначених деталей клапанного вузла. В такий спосіб уточнені ГУ задачі теплопровідності були в подальшому використані при розробці нестаціонарної вузлової ММ ТНС для варіантів серійного та локально охолоджуваного вузлів.

Геометрія вузлів представлена на рис. 1.9.

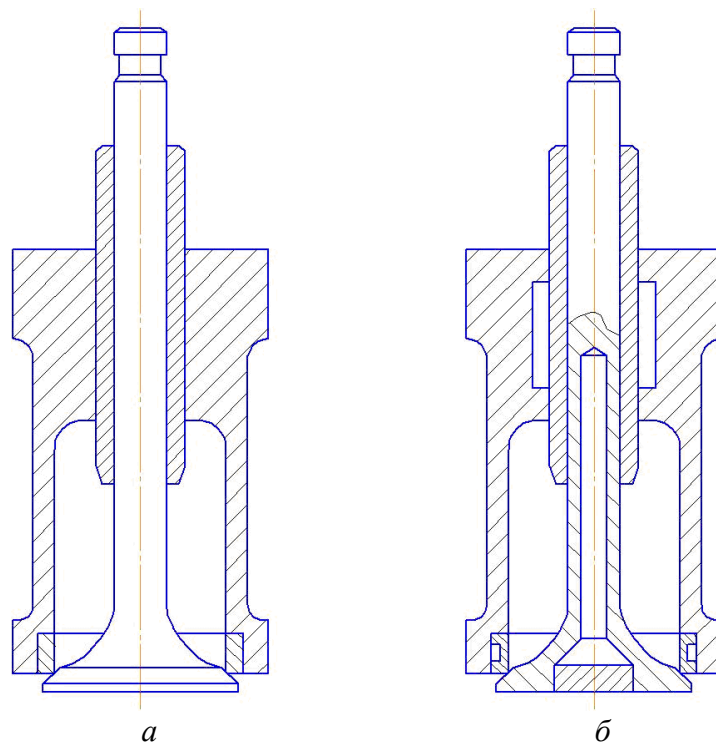


Рисунок 1.9 – Клапанні вузли:
а – серійний; б – охолоджуваний локально

Зупинимося більш детально на задачах, пов'язаних з заданням ГУ і побудовою управляючих функцій. Для вузлової ММ в зонах контакту задається термічний опір, а на інших теплообмінних поверхнях використовуємо уточнені ГУ, отримані при попередньому аналізі і доведенні ММ окремих деталей вузла (клапан, сідло, напрямна втулка). Такий підхід є загальним для всіх конструктивних варіантів, які розглядаються в подальшому.

Розв'язанню нестационарної задачі теплопровідності деталі вузла передував аналіз її температурного стану на стаціонарних режимах: номінальної потужності, часткових, холостого ходу. При цьому ставилися задачі уточнення коефіцієнтів тепловіддачі α_{Σ} та результуючих температур t_{∞} на виділених ділянках теплообмінної поверхні деталі, а також зіставлення отриманих значень з результатами інших дослідників. У зв'язку зі складним характером процесів конвективної тепловіддачі в циліндрі дизеля, її локальним характером та залежністю теплових процесів від багатьох конструктивних і експлуатаційних фак-

торів, які суттєво відрізняються для різних типів ДВЗ, ці результати мають значні відмінності.

Систематизований аналіз відомих залежностей для визначення коефіцієнтів тепловіддачі α_{Σ} від газів до стінки КЗ знаходимо, наприклад, в роботах [18, 38]. Як зазначається в роботі [18], незважаючи на відпрацьовану і досконалу методику теплотехнічних випробувань в ДВЗ, кінцеві результати розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі можуть відрізнятися в 50 разів.

Зокрема, як показали проведені дослідження температурного поля випускного клапана на номінальному і часткових режимах дизеля 4ЧН12/14, найбільший вплив на формування температурного поля мають умови теплообміну зі сторони КЗ та в зоні спряження «клапан – сідло».

В перших варіантах розрахунків температурного поля значення α_{Σ} і t_{∞} зі сторони КЗ задавалися на основі результатів розрахунково-експериментальних досліджень проведених Ф. І. Абрамчуком [8] та Г. Б. Розенблітом [18] для дизелів 4ЧН12/14. В експериментальній частині роботи [8] наводяться результати випробувань одноциліндрового двигуна ЧН13/11,5. В даному випадку на основі експериментальних індикаторних діаграм з використанням відомої формули Ананда розрахунком знаходяться миттєві та середньоінтегральні за цикл значення коефіцієнтів тепловіддачі зі сторони газів в КЗ. В роботі [18] наводяться результати розв'язання так званої зворотної задачі теплопровідності і отримані значення питомих теплових потоків q для часткових і номінальних режимів навантаження дизеля 4ЧН12/14. Як слідує з [18] величина середньоінтегральних значень коефіцієнтів тепловіддачі змінюється в межах 600...750 Вт/(м²·К) на номінальному і близьких до нього режимах в межах 200...300 Вт/(м²·К) на режимах холостого ходу. Саме такі значення і були прийняті при моделюванні нестационарного ТНС клапанного вузла в нашому випадку.

Значення коефіцієнтів контактного теплообміну і відповідних термічних опорів для вузлової моделі визначалися на основі залежностей, запропонованих проф. Г. Б. Розенблітом в роботі [18]. При цьому враховується переривчастий

характер контакту, змінний закон тиску газів зі сторони КЗ, а також шорсткість контактуючих поверхонь та присутність димових газів в міжконтактному прошарку. Для спряження «клапан – сідло», так само як і для інших спряжень, вводяться фіктивні контактні прошарки при побудові вузлової моделі. Теплофізичні властивості фіктивних контактних елементів уточнюються шляхом проведення серії розрахунків для різних режимів навантаження і в результаті досягається збіг розрахункових значень температур та експериментальних для окремих деталей вузла. При моделюванні перехідних режимів скидання – накидання навантаження термічний опір контактного прошарку та інші властивості приймаються незмінними.

Схеми розбиття розрахункової області вузлової моделі на ділянки теплообміну (крім зон контакту деталей) для варіантів серійного вузла та вузла з ЛО представлені на рис. 1.10. Відповідні ГУ для виділених ділянок теплообміну взяті для номінального режиму дизеля 4ЧН12/14 ($N_e = 73,6 \text{ кВт}$, $n = 1800 \text{ хв}^{-1}$) і наведені в табл. 1.5.

При розв'язанні нестационарної задачі теплопровідності ГУ корегувалися управляючими часовими функціями. Графіки цих функцій для окремих теплообмінних поверхонь клапана на перехідних режимах скидання – накидання навантаження показані на рис. 1.11 і 1.12. Верхні індекси при управляючих функціях позначають в даному випадку номери ділянок теплообміну, для яких задаються ГУ (рис. 1.10), за нижніми індексами розрізняють функції, які управляють коефіцієнтом тепловіддачі (індекс α) і функції, які корегують результуючу температуру (індекс t).

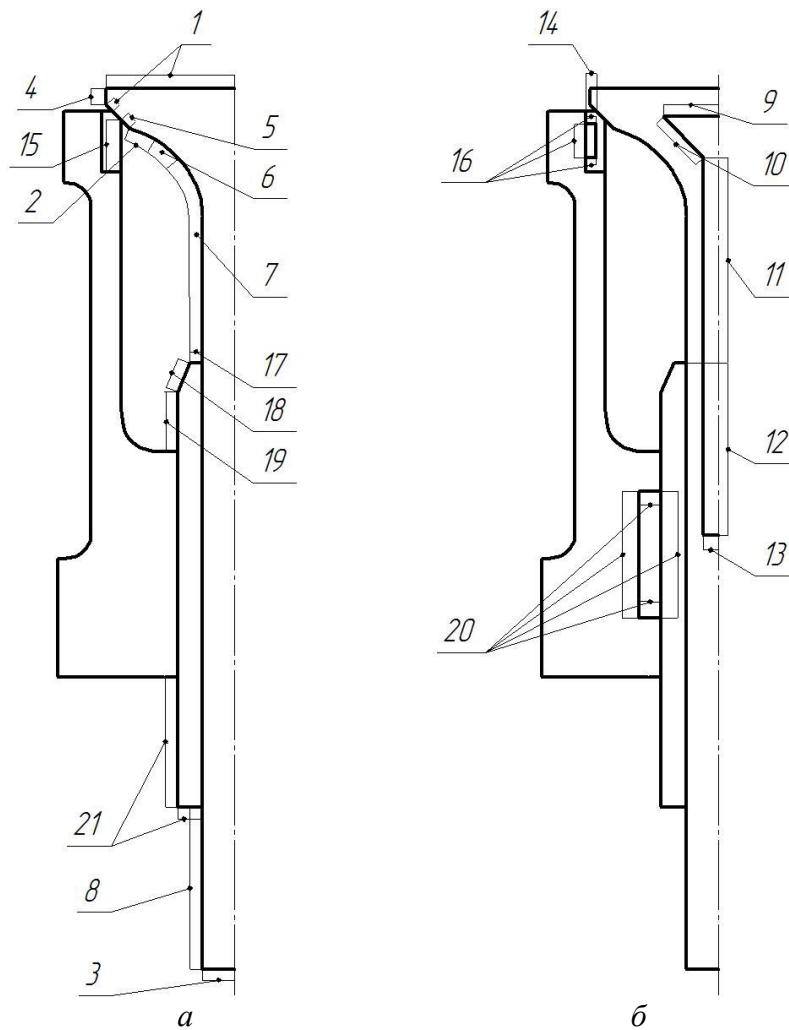


Рисунок 1.10 – Схема розбиття розрахункової області клапанного вузла:
а – серійний вузол; б – вузол з ЛЮ

Таблиця 1.5 – Граничні умови задачі теплопровідності для вузлової моделі

№ зони	$\alpha_{\Sigma}, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	$t_{\infty}, ^\circ\text{C}$	№ зони	$\alpha_{\Sigma}, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	$t_{\infty}, ^\circ\text{C}$	№ зони	$\alpha_{\Sigma}, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	$t_{\infty}, ^\circ\text{C}$
1	670	750	8	65	65	15	630	600
2	630	570	9	150	40	16	700	60
3	65	65	10	160	40	17	650	540
4	670	730	11	160	35	18	640	530
5	650	570	12	170	30	19	640	500
6	650	565	13	160	30	20	300	30
7	650	560	14	750	760	21	65	70

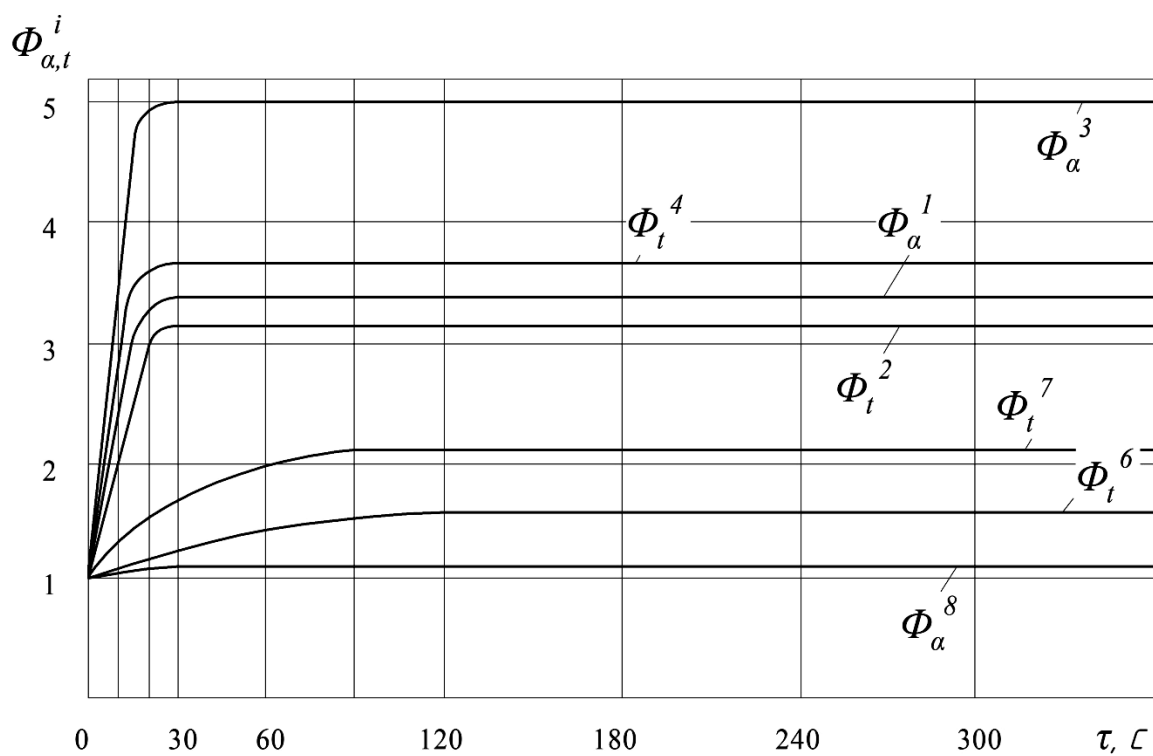


Рисунок 1.11 – Графіки управляючих функцій для теплообмінних поверхонь клапана при накиданні навантаження
($n_{xx}=800 \text{ хв}^{-1} \rightarrow Ne=66,3 \text{ кВт}, n=1800 \text{ хв}^{-1}$)

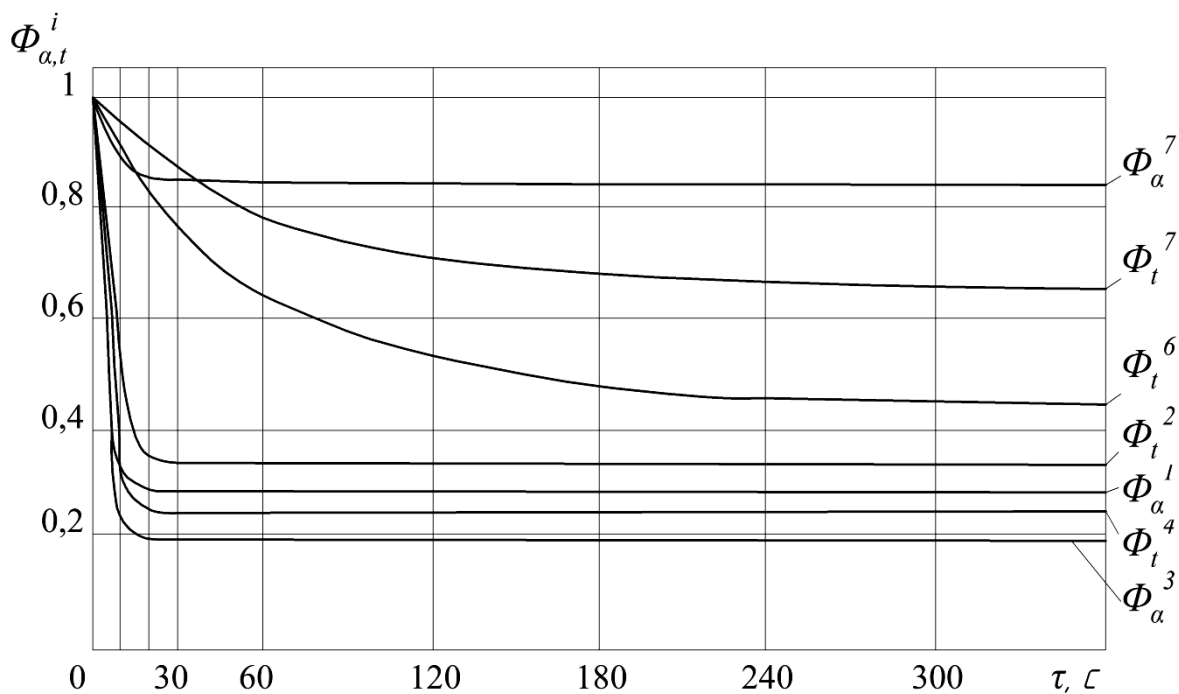


Рисунок 1.12 – Графіки управляючих функцій для теплообмінних поверхонь клапана при скиданні навантаження
($Ne=66,3 \text{ кВт}, n=1800 \text{ хв}^{-1} \rightarrow n_{xx}=800 \text{ хв}^{-1}$)

Основою для побудови управляючих функцій є експериментальні динамічні криві, отримані при проведенні термометрії для кожної з деталей вузла. Підбір управляючих функцій здійснюється шляхом проведення тривалої серії розрахунків з використанням розробленої ММ. Досягнута при цьому розбіжність між експериментом та розрахунком для деталей вузла не перевищує 10...15 °С при зміні абсолютних значень температур в межах від 150 до 700 °С. Такий результат можна вважати цілком задовільним.

При постановці нестационарної задачі механіки для вузлової ММ враховується характер зміни максимального тиску газів P_z в перехідних режимах. Відповідні управляючі функції відтворюють характер зміни P_z при скиданні – накиданні навантаження. При цьому використовуються експериментальні криві зміни тиску в циліндрі (детальніше в розділі 3).

В розділі 4 аналізуються результати досліджень математичного моделювання охолоджуваних локально деталей клапанного вузла автотракторного дизеля.

1.7 Побудова ММ ТНС циліндрової гільзи

Циліндрові гільзи сучасних як автотракторних, так і інших типів дизелів не можна віднести до теплонапружених деталей. Типовим і найпоширенішим експлуатаційним дефектом є зношення робочої поверхні гільзи. Інтенсивність зношення залежить головним чином від рівня форсування двигуна, середньої швидкості поршня і умов змащення.

Характерною особливістю експлуатації переважної більшості ДВЗ є значний перепад температур по висоті робочої поверхні гільзи – дзеркала. В залежності від рівня форсування температури можуть змінюватися від 250...300 °С в зоні верхнього посадочного пояса до 90...100 °С в зоні нижнього. Наведений розподіл температур (профіль температур) по висоті гільзи не є оптимальним як з точки зору витрат теплоти в систему охолодження, так і з точки зору умов змащення в спряженні «поршень – гільза». Крім того, такі суттєві температурні

градієнти по висоті гільзи спричиняють появу додаткових термічних напружень, виникнення тріщин. Виникає проблема перерозподілу підведених і відведених теплових потоків, які формують температурний стан гільзи.

В роботі [39] на основі проведених досліджень обґрунтована можливість вирівнювання робочих температур по висоті циліндрової гільзи автотракторного дизеля.

Розрахункова частина роботи [39] зводилася до моделювання ТНС циліндрової гільзи дизеля 4ЧН12/14. Розглядалися конструктивні варіанти серійної гільзи, гільзи з ЛО верхнього посадочного пояса, комбінований варіант з охолодженням верхньої частини і теплоізоляцією зовнішньої поверхні «мокрої» гільзи. При розробці ММ в значній мірі були використані матеріали публікації [40].

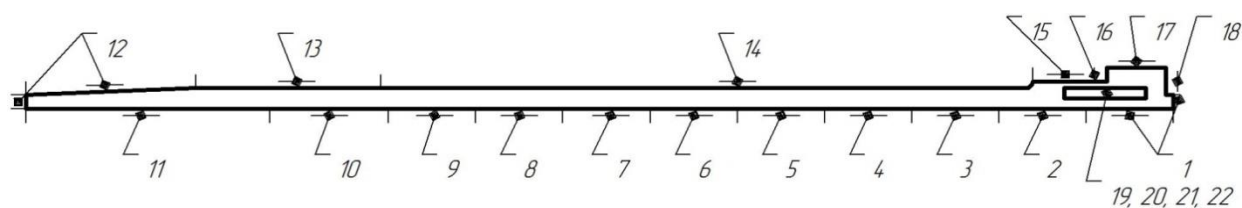
При побудові розрахункової моделі приймалися такі припущення: для всіх розрахункових варіантів використовується вісесиметрична модель; напружено-деформований стан розглядається в межах пружних деформацій. Розв'язання задачі проводилося методом скінчених елементів.

Схема задання ГУ задачі теплопровідності для варіантів серійної гільзи, гільзи з локальним охолодженням верхнього пояса, гільзи з локальним охолодженням і теплоізоляцією зовнішньої поверхні гільзи представлені на рис. 1.13. Розглядається усталений режим дизеля 4ЧН12/14 ($N_e = 73,6 \text{ кВт}$, $n = 1800 \text{ хв}^{-1}$).

Схема розбивки теплообмінної поверхні була використана для трьох перелічених вище варіантів. При цьому для першого варіанта – чавунна гільза без охолодження і без теплоізоляції – для ділянок 19...22 (порожнина, призначена для циркуляції охолоджувача) приймався нульовий тепловий потік $q = 0$, а поверхневому прошарку скінчених елементів на зовнішній бічній поверхні (ділянка 14) надавалися властивості основного матеріалу (сірий чавун СЧ).

Другий варіант відрізнявся від першого тим, що для порожнини (ділянки 19...22), через яку циркулював охолоджувач – стиснене повітря, задавалися параметри теплообміну $\alpha = 550 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ і $t_\infty = 40 \text{ }^\circ\text{С}$. Вказані параметри, як оцін-

ка ефективності ЛО в цілому, оцінювалися і уточнювалися в ході безмоторного експерименту, опис якого наведено в розділі 2 навчального посібника.



№	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19-22
α , Вт/(м ² К)	400	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	250	300	10000	5000	15000	150	200	550
t, °C	960	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	85	90	90	100	150	160	160	40
$q \cdot 10^{-4}$, Вт/м ²	-	21,5	16	15,5	15	14	13,5	12	5	4	0,95	-	-	-	-	-	-	-	-

Рисунок 1.13 – Схема задавання ГУ задачі теплопровідності

При проведенні розрахунків для комбінованого варіанту гільзи з охолодженням і теплоізоляцією необхідно було визначитись з типом теплоізолюючого покриття зовнішньої поверхні гільзи, яка безпосередньо контактує з охолоджуючою рідиною. На основі проведеного аналізу [39] теплофізичних властивостей, технологій нанесення і практичного використання для теплоізоляції деталі ДВЗ було обрано емалеве покриття. Таке покриття відзначається високим термічним опором, створює помітний теплоізоляційний ефект навіть при незначній товщині прошарку. Важливою умовою практичної доцільності використання емалювання деталей ДВЗ, крім теплового захисту, є його довговічність. В багатьох проаналізованих в ході дослідження [39] літературних джерел вказано на розповсюджені дефекти покриття – це тріщиноутворення, відшарування з поверхні деталі. Зі збільшенням товщини емалевого прошарку його схильність до тріщиноутворення і відшарування зростає. На основі проведеного аналізу [39] було обрано для теплоізоляції чавунної гільзи емалеве покриття товщиною $\Delta = 0,5$ мм. Теплофізичні властивості чавуну і емалі, які задавалися при проведенні розрахунків ТНС гільзи, представлено в табл. 1.6.

Таблиця 1.6 – Теплофізичні властивості чавуну та емалі

Характеристики	Значення характеристик чавуну / емалі при $t, ^\circ\text{C}$			
	20	100	200	300
$\lambda, \text{Вт/(м}\cdot\text{К)}$	51,2 / 0,84	50,4 / 0,84	48,7 / 0,845	46,6 / 0,85
$\alpha \cdot 10^{-6}, \text{град}^{-1}$	9,2 / 9,1	10 / 9,3	11 / 9,5	12 / 9,7
$E, \text{ГПа}$	125 / 80	124 / 78	120 / 77	115 / 76
ν	0,25 / 0,40	0,25 / 0,46	0,25 / 0,52	0,25 / 0,58
$\sigma_p, \text{МПа}$	350 / 80	350 / 80	350 / 80	350 / 80

Задання ГУ задачі механіки. На контрольному режимі дизеля 4ЧН12/14 ($N_e = 73,6 \text{ кВт}$, $n = 1800 \text{ хв}^{-1}$), як показали розрахунки робочого процесу, максимальне значення тиску газів складає $p_z = 9,5 \text{ МПа}$. Розглядаються механічні навантаження при знаходженні поршня поблизу ВМТ на початку такту розширення, коли деталі циліндропоршневої групи (ЦПГ) сприймають максимальний тиск газів. При визначенні розподілу тиску газів по висоті гільзи приймаємо до уваги розміщення поршневих кілець в базовій конструкції поршня дизеля 4ЧН12/14. Ділянка робочої поверхні гільзи до першого компресійного кільця (рис. 1.14) навантажена тиском газів $p_1 = p_z = 9,5 \text{ МПа}$; поверхня дзеркала між першим і другим компресійними кільцями – тиском $p_1 = 0,5p_z = 4,75 \text{ МПа}$, який по лінійному закону зменшується до атмосферного тиску між другим і третім компресійними кільцями, як показано на рис 1.14.

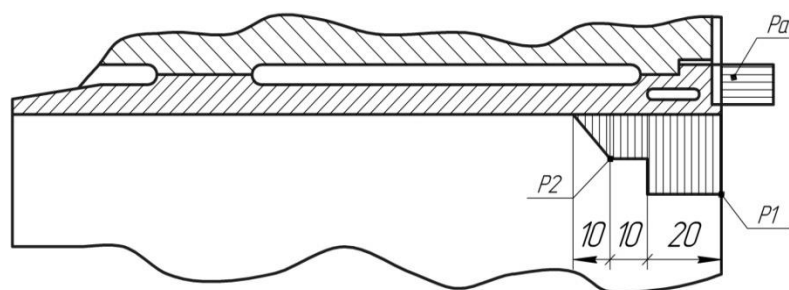


Рисунок 1.14 – Схема задання ГУ задачі механіки

Крім сил тиску газів, прикладених до верхньої частини гільзи, враховується також сила тиску p_0 , яка виникає при затягуванні силових шпильок блоку і герметизації газового стиску між головкою і блоком циліндрів. Зазначена сила прикладена до торцевої поверхні верхнього посадочного пояса. Приймаємо, що

по верхньому і нижньому посадочним поясам гільза встановлена в блок з мінімальним зазором.

Проведені розрахунки [39] підтвердили можливість зниження температури у верхній частині гільзи від 200...300 °С до 170...190 °С для гільзи з ЛО верхнього посадочного пояса. Однак при цьому нижня частина гільзи навіть при нанесенні теплоізоляційного покриття залишається переохолодженою (90...100 °С), що можна пояснити порівняно низькою теплопровідністю матеріалу гільзи – чавуну СЧ.

Контрольні питання та завдання

1. Визначте поняття математичної моделі, вкажіть основні етапи її розробки.
2. Сформулюйте вимоги до математичної моделі.
3. Назвіть переваги локального охолодження теплонапружених деталей камери згоряння ДВЗ.
4. Оцініть роль нестационарних перехідних режимів у формуванні теплонапруженого стану деталей ДВЗ.
5. В чому полягають складності постановки контактних задач теплопружності.
6. Сформулюйте головні припущення, які приймаються при розв'язанні задачі теплопровідності для деталей клапанного вузла ДВЗ.
7. Назвіть основні фактори, які визначають рівень механічних навантажень на деталі клапанного вузла ДВЗ.
8. Яким чином відбувається уточнення граничних умов задач теплопровідності та механіки.
9. Як розраховуються коефіцієнти контактної тепловіддачі в спряженнях «сідло клапана – головка циліндрів», «сідло клапана – клапан».

10. В чому полягає роль локального охолодження циліндрової гільзи для поліпшення умов роботи ЦПГ.

СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ ДО РОЗДІЛУ 1

1. Двигуни внутрішнього згоряння : серія підручників у 6 томах. Т. 6. Надійність ДВЗ / ред.: А. П. Марченко, А. Ф. Шеховцов. — Харків : Видавн. центр НТУ «ХПІ», 2004. — 424 с.
2. Рыжов В. А. Развитие и уровень параметров дизелей Коломенского завода / В. А. Рыжов // Двигателестроение. — 2003. — № 2, приложение № 1. — С. 13–14.
3. Тринёв А. В. Улучшение напряженно-деформированного состояния выпускных клапанов форсированных тракторных дизелей : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.04.02 «Тепловые двигатели» / Тринев Александр Владимирович ; Харьков. гос. акад. ж.-д. транспорта. — Харьков, 1995. — 24 с. : ил.
4. Тринев А. В. Влияние локального воздушного охлаждения на температуру клапанной перемычки головки цилиндров форсированных автотракторных дизелей / А. В. Тринев, П. Д. Гончар // Двигатели внутреннего сгорания. — 2005. — № 1. — С. 63–67.
5. Экспериментальный анализ теплового состояния втулки выпускного клапана тракторного дизеля / А. В. Тринев, А. Ф. Минак, В. Т. Коваленко, А. Н. Авраменко, С. В. Обозный // Двигатели внутреннего сгорания. — 2007. — № 2. — С. 15–20.
6. Тихонов А. Н. Вводные лекции по прикладной математике : учеб. пособие / А. Н. Тихонов, Д. П. Костомаров. — Москва : Наука, 1984. — 190с. : ил.

7. Коваль И. А. Ускоренные испытания двигателей / И. А. Коваль, В. Ю. Вахтель, А. М. Диденко // Тракторы и сельхозмашины. — 1974. — № 12. — С. 3–5.
8. Абрамчук Ф. И. Основы повышения термоусталостной и длительной прочности поршней быстроходных форсированных дизелей : автореф. дис. ... докт. техн. наук : 05.04.02 «Тепловые двигатели» / Ф. И. Абрамчук. — Харьков, 1992. — 46 с.
9. Шеховцов А. Ф. Исследование нестационарных тепловых режимов поршней перспективных тракторных дизелей : автореф. дис. ... докт. техн. наук : 05.04.02 «Тепловые двигатели» / Анатолий Федорович Шеховцов. — Харьков, 1978. — 43 с.
10. Левтеров А. М. Исследование теплового и напряженно-деформированного состояния деталей цилиндропоршневой группы быстроходного дизеля при нестационарных нагрузках : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.04.02 «Тепловые двигатели» / Левтеров Антон Михайлович. — Харьков, 1991. — 23 с.
11. Триньов О. В. Наукові основи локального охолодження теплонапружених деталей ДВЗ : монографія / О. В. Триньов. — Харьков : Підручник НТУ «ХП», 2014. — 240 с.
12. Математическая модель нестационарной теплопроводности камеры сгорания адиабатного дизеля / Е. И. Третьак [и др.] // Двигатели внутреннего сгорания. — 1982. — № 35. — С. 6–14.
13. Третьак Е. И. Особенности математического моделирования трехмерной нестационарной теплопроводности, анализа структуры тепловых потоков и эффективности теплозащиты головки цилиндра КАД / Е. И. Третьак // Двигатели внутреннего сгорания. — 1992. — № 49. — С. 89–92.
14. Обеспечение достоверности и информативности расчетов напряженно-деформированного состояния деталей транспортных поршневых

двигателей / А. И. Яманин, Ю. В. Голубев, С. М. Шилов, С. М. Болдырев // Двигателестроение. — 2003. — № 3. — С. 22–24.

15. Голубев Ю. В. Эволюция конечно-элементного моделирования корпусных деталей ДВС / Ю. В. Голубев, А. И. Яманин // Двигателестроение. — 1999. — № 4. — С. 7–9.
16. Задачи контактного взаимодействия элементов конструкций / А. Н. Подгорный, П. П. Гонтаровский, Б. Н. Киркач, Ю. И. Матюхин, Хавин, Г. Л. ; отв. ред. В. Л. Рвачев ; ИПМаш АН УССР. — Киев : Наук. думка, 1989. — 232 с. : рис., табл.
17. Чигарев А. В. ANSYS для инженеров : справочник / А. В. Чигарев, А. С. Кравчук, А. Ф. Смалюк. — Москва : Машиностроение, 2004. — 512 с.
18. Розенблит Г. Б. Теплопередача в дизелях / Г. Б. Розенблит. — Москва : Машиностроение, 1977. — 216 с.
19. Розенблит Г. Б. Особенности расчета и задания граничных условий при моделировании температурных полей в клапане и крышке дизеля / Г. Б. Розенблит // Двигателестроение. — 1982. — № 9. — С. 21–24.
20. Костин А. К. Теплонапряженность двигателей внутреннего сгорания / А. К. Костин, В. В. Ларионов, В. И. Михайлов. — Ленинград : Машиностроение, 1979. — 222 с.
21. Тринёв А. В. Использование локального воздушного охлаждения для улучшения теплонапряженного состояния головки цилиндров форсированного автотракторного дизеля / А. В. Тринёв, П. Д. Гончар // Двигатели внутреннего сгорания. — 2004. — № 1. — С. 73–76.
22. Тринёв А. В. Анализ теплонапряженного состояния выпускного клапана тепловозного дизеля / А. В. Тринёв, А. Н. Авраменко, А. Амброзик // Двигатели внутреннего сгорания. — 2004. — № 1. — С. 58–61.

23. Напряженно-деформированное состояние поршня быстроходного дизеля при нестационарных нагрузках / А. Ф. Шеховцов [и др.] // Двигатели внутреннего сгорания. — 1989. — № 49. — С. 20–26.
24. Чугунные седла клапанов для дизельных двигателей / Ю. Е. Абраменко, Н. Н. Якушин, В. И. Кванторович, В. В. Тимкин // Двигателестроение. — 1989. — № 5. — С. 29–30.
25. Тринёв А. В. Результаты экспериментального исследования теплового состояния седла выпускного клапана в условиях локального охлаждения / А. В. Тринёв, П. Д. Гончар, А. Н. Авраменко // Вестник Национального технического университета «ХПИ» : сб. науч. тр. — Харьков : НТУ «ХПИ», 2005. — № 1 : Транспортное машиностроение : темат. вып. — С. 27–35.
26. Чайнов Н. Д. Тепломеханическая напряженность деталей двигателей / Н. Д. Чайнов, В. Г. Заренбин, Н. А. Иващенко. — Москва : Машиностроение, 1977. — 152 с.
27. Ганин Е. А. Контактное термическое сопротивление / Е. А. Ганин, Ю. П. Шлыков, С. Н. Царевский. — Москва : Энергия, 1977. — 328 с.
28. Попов В. М. Теплообмен в зоне контакта разъемных и неразъемных соединений / В. М. Попов. — Москва : Энергия, 1971. — 384 с.
29. Орлов П. И. Основы конструирования : справочно-методическое пособие в 3 кн. / П. И. Орлов. — Москва : Машиностроение, 1977. — Кн. 1. — 623 с.
30. Шульженко Н. Г. Развитие расчетных моделей для исследования теплового и термонапряженного состояний составных поршней ДВС / Н. Г. Шульженко, П. П. Гонтаровский, Т. В. Протасова // Двигатели внутреннего сгорания. — 2004. — № 2. — С. 95–98.
31. Теория двигателей внутреннего сгорания : учебник для вузов / Н. Х. Дьяченко [и др.]. — Ленинград : Машиностроение, 1974. — 552 с.

32. Двигатели внутреннего сгорания. Конструкция и расчет поршневых и комбинированных двигателей / Орлин А. С. [и др.] ; ред. А. С. Орлин. — 3-е изд. — Москва : Машиностроение, 1972. — 464 с.
33. Балюк Б. К. Надежность механизмов газораспределения быстроходных дизелей / Б. К. Балюк, А. Б. Божко. — Москва : Машиностроение, 1979. — 160 с.
34. Процессы в перспективных дизелях : монография / А. Ф. Шеховцов [и др.] ; ред. А. Ф. Шеховцов. — Харьков : Основа, 1992. — 352 с. : ил.
35. Холмянский И. А. Измерение и анализ температурных полей и коэффициентов теплоотдачи в деталях ДВС / И. А. Холмянский // Двигателестроение. — 2003. — № 2. — С. 26–30.
36. Юркевич В. В. Исследования условия работы пары клапан — направляющая втулка дизеля / В. В. Юркевич // Тракторы и сельхозмашины. — 1976. — № 4. — С. 15–16.
37. Экспериментальное определение температуры деталей клапанного узла автотракторного дизеля на нестационарных режимах нагружения / А. В. Тринёв, А. Г. Косулин, В. Т. Коваленко, А. Н. Авраменко // Вестник Национального технического университета «ХПИ» : сб. науч. тр. — 2006. — № 1–2 (24–25) : Транспортне машинобудування : темат. вып. — С. 4–11.
38. Стефановский Б. С. Теплонапряженность деталей быстроходных поршневых двигателей / Б. С. Стефановский. — Москва : Машиностроение, 1978. — 128 с.
39. Тринев А. В. Расчетное моделирование оптимального теплового состояния гильзы цилиндра быстроходного дизеля / А. В. Тринев, В. И. Калантай // Двигатели внутреннего сгорания. — 2012. — № 1. — С. 35–41.

40. Тепловое и напряженно-деформированное состояние гильзы цилиндра быстроходного дизеля при нестационарных нагрузениях / А. Ф. Шеховцов, П. П. Гонтаровский, Ф. И. Абрамчук, А. М. Левтеров // Двигатели внутреннего сгорания. — 1993. — № 54. — С. 9–22.

РОЗДІЛ 2. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛОВОГО СТАНУ ЛОКАЛЬНО ОХОЛОДЖУВАНИХ ДЕТАЛЕЙ ДВЗ

2.1 Мета досліджень та загальні відомості про методи досліджень

Експериментальні дослідження теплового стану деталей ДВЗ – важливий і відповідальний етап в процесі розробки і доведення конструкцій ДВЗ з перспективним рівням форсування, так як лише експеримент, практика є основним критерієм досконалості конструкції, якості організації процесів в системах двигуна. При цьому процеси теплообміну є визначальними з точки зору надійності конструкції, моторесурсу. Для вивчення процесів теплообміну в експерименті проводиться термометрія деталей за відповідною методикою. Мета експериментального дослідження – оцінка реального температурного стану деталі в залежності від режиму навантаження. У випадку застосування систем ЛО експеримент також має за мету оцінити ефективність охолодження, визначити енергетичні витрати на функціонування систем ЛО та вибрати раціональні параметри ЛО.

Розглянемо методи проведення таких експериментів на прикладі термометрії випускних клапанів.

Випускні клапани, які входять до складу механізмів газорозподілу ДВЗ різних типів, незалежно від швидкохідності двигуна, так само, як і деталі ЦПГ, визначають моторесурс конструкції в цілому. Форсування сучасних двигунів по середньому ефективному тиску і швидкохідному режиму, а також особливо переведення їх з дефіцитних дистилятних на важкі (моторні, газотурбінні) сорти палива різко знижує надійність випускних клапанів. При роботі на важких моторних паливах міжремонтний період для випускних клапанів складає 800...1000 мотогодин, що майже в 3...4 рази менше міжремонтного періоду для поршневих кілець цих двигунів [1]. Вказаними обставинами можна пояснити велику увагу до експериментальних досліджень теплового стану випускних клапанів як при розробці нових, так і при удосконаленні існуючих конструкцій

ДВЗ. В останні роки у зв'язку з розвитком розрахункових методів дослідження з використанням ЕОМ при моделюванні ТНС деталей зростають вимоги до коректності задання ГУ задач теплопровідності і механіки, але пересвідчитись в їх достовірності в більшості випадків можна лише на основі експериментальних досліджень.

Відомі на сьогоднішній день методи визначення теплового стану випускних клапанів, незважаючи на безліч конкретних конструктивних рішень щодо дообробки клапана і його оснащення чутливими елементами, можна віднести до електричних або ж неелектричних вимірювань. Для отримання температурного поля клапана без застосування електрики застосовують нанесення термо-чутливих речовин на його поверхню або ж розміщують на поверхні неплавкі вставки. В першому випадку в залежності від максимальної температури нагрівання відповідної зони поверхні деталі змінюється колір покриття, а в другому – твердість неплавної вставки. Як приклад використання таких неплавких вставок – індикаторів для оцінки температурного стану випускного клапана з локальним охолодженням можна навести результати дослідження [2]. В даному експерименті оцінювалась ефективність натрієвого охолодження випускного клапана дизеля 2Ч8,5/11. Вимірювалась температура випускного клапана в трьох контрольних точках (рис. 2.1) на основі ефекту релаксації твердості спеціальних сплавів при зростанні температури нагрівання. Температура тарілки клапана змінювалась в межах від 600 °С для серійного неохолоджуваного клапана до 510 °С для клапана з порожниною, заповненою технологічним теплоносієм – евтектичною сумішшю нітрит-нітратних солей, яка складалася з 40 % NaNO_2 , 7 % NaNO_3 та 53 % KNO_3 .

Метод неплавких вставок також використовується в основному для термометрії рухомих деталей або в зонах нерухомих деталей з обмеженим доступом. При цьому використовуються властивості окремих матеріалів з постійним хімічним складом стабільно змінювати свій агрегатний стан при певній температурі плавлення. Метод неплавких вставок достатньо і давно відомий, відзна-

чається простотою при препаруванні деталей, надійністю при проведенні самого експерименту. Основні недоліки – це порівняно низька точність, необхідність використання значної кількості вставок, дискретність значень температури та неможливість контролю динаміки зміни температури.

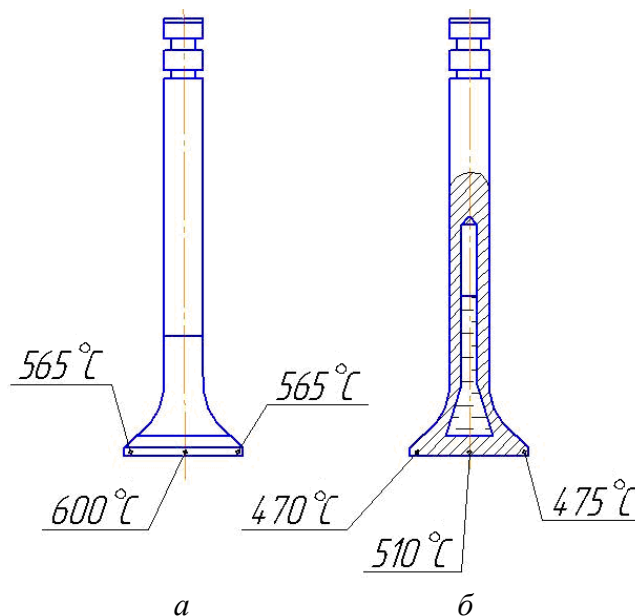


Рисунок 2.1 – Температурні поля серійного (а) та охолоджуваного випускного клапана (б) дизеля 2Ч8,5/11 на номінальному режимі [2]

До сучасних неелектричних методів термометрії деталей ДВЗ безперечно можна також віднести і метод з використанням так званих датчиків ИМТК (рос., измеритель максимальных температур кристаллический). В датчиках ИМТК використовують опромінені кристалічні порошки алмазів та карбіду силіцію. Принцип дії термоіндикатора полягає у частковому усуненні наведених опроміненням дефектів (відпал дефектів) кристалічної решітки матеріалу опромінених порошоків під час нагрівання і витримування при певній температурі [3, 4, 5].

Взаємодія опромінення з твердими тілами приводить до руйнування кристалічної решітки і, як наслідок, до зміни фізико-механічних властивостей матеріалу. В залежності від енергії та типу випромінювання в матеріалах спостерігається іонізація, зміщення атомів з вузлів решітки, атомні заміщення.

Вказані явища отримали загальну назву – радіаційні порушення. Механізм радіаційних порушень розглядає концентрацію дефектів, яку неможливо визначити безпосередньо, тому важливим є питання про співвідношення між властивостями матеріалу та їх змінами, які можна контролювати експериментально. Опромінення змінює міцність, твердість, теплопровідність, електропровідність та інші властивості матеріалу. Одним з важливих наслідків опромінення є зміна розмірів кристалічної решітки. Опромінення нейтронами, наприклад, кристалічної решітки алмазу спричиняє її розширення до 7 % [4]. Алмаз є однією з небагатьох простих речовин, в якій атомні дефекти зберігаються при кімнатній температурі. До опромінення кількість дефектів в алмазі є мінімальна, що робить його незамінним об'єктом для дослідження впливу опромінення на тверде тіло.

При нагріванні опроміненого матеріалу до температури, яка перевищує температуру опромінення, спостерігається зменшення концентрації дефектів. Зі збільшенням температури і тривалості витримки на певному температурному режимі зменшується кількість дефектів. На відміну від більшості кристалічних матеріалів, відновлення кристалічної решітки і основних властивостей алмазу і карбиду силіцію відбувається плавно. На рис. 2.2 представлені зміни розширення кристалічної решітки алмазу при ізотермічному відпалюванні [3].

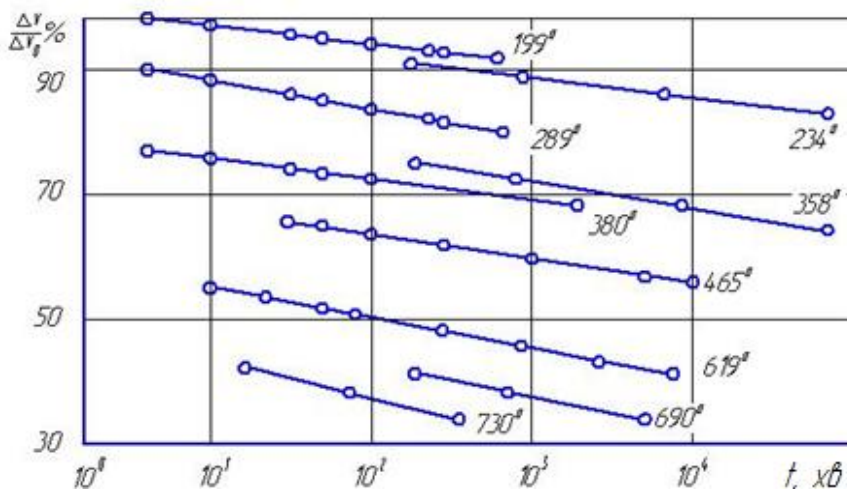


Рисунок 2.2 – Ізотермічний відпал опроміненого алмазу [3]

Рис. 2.2 підтверджує принципову можливість використання змін властивостей матеріалу для визначення температури. Невідома температура, таким чином, може бути встановлена за величиною зміни певного фізико-механічного показника опроміненої попередньо речовини після ізотермічного відпалювання, яке відбувається на протязі певного відрізка часу.

При використанні даного методу необхідно побудувати серію графіків зміни, наприклад, відносного об'ємного розширення $\Delta V / \Delta V_0$ в залежності від часу витримки при різних температурах відпалу.

Невідома температура випробування знаходиться за допомогою робочого графіка. Такий робочий графік для визначення температури з використанням ИМТК на основі алмазів з початковим розширенням кристалічної решітки 4,15 % за даними [3] представлено, як приклад, на рис. 2.3.

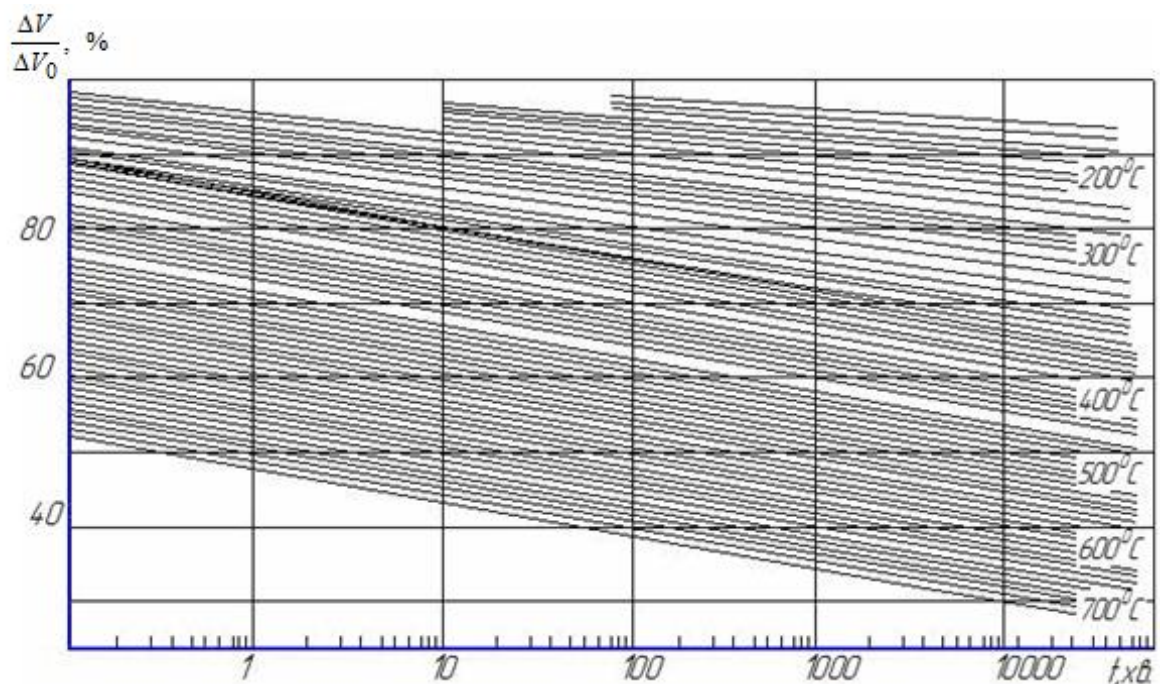


Рисунок 2.3 – Робочий графік для визначення температури за допомогою опроміненого алмазу [3]

Розглянута методика передбачає проведення досліджень на стаціонарних, усталених режимах навантаження. Відомі також [3] і методики для оцінки динаміки температурних змін з використанням ИМТК, але вони відзначаються

значним ускладненням, тривалістю експерименту, що пов'язано з необхідністю заміни датчиків при моделюванні одного перехідного режиму. При цьому паралельно з датчиками ИМТК необхідно для контролю температури використовувати також і термопари.

Метод термометрії з використанням ИМТК має такі переваги:

- не потребує передачі сигналу під час вимірювання;
- малі розміри датчика дозволяють встановлювати його в будь-якій точці як нерухомої, так і рухомої деталей;
- широкий діапазон контрольованих температур (100...1200 °C);
- висока точність вимірювання (± 5 °C).

Однак, як зазначалося, виникають суттєві ускладнення при фіксації динамічних теплових процесів. Крім того, недоліком методики можна вважати також те, що необхідний значний час після експерименту, щоб обробити його результати і отримати температурне поле деталі.

Приклади використання датчиків ИМТК можна навести, скориставшись публікаціями [5, 6]. В роботі [6] наводяться результати термометрії жарового кільця поршня швидкохідного дизеля. В даному випадку термометрія цієї рухомої і малої за розмірами перетину деталі іншими відомими засобами, крім ИМТК, взагалі була неможлива. В роботі [5] узагальнено результати термометрії основних деталей двигунів 21-43 АЗЛК. Як зазначається в [5], використовуючи отримані максимальні температури в контрольних точках (встановлювалось до 250 датчиків на одну деталь) за допомогою МСЕ вдалося провести розрахунок полів температур деталей складної форми.

З цією метою в деталях були виконані отвори діаметром 0,5 мм і глибиною 1 мм, як показано на рис. 2.4. В утворені отвори засипався порошок кристалів опроміненого алмазу або ж карбіду силіцію. Отвір закривався пробкою 1 з того ж матеріалу, що і деталь, пробка фіксувалася в отворі чеканням. Після випробування деталі порошок діставали за допомогою скляного капіляра і ва-

куумної помпи, проводився ретельно структурний аналіз кристалічної решітки алмазу, визначалась максимальна температура.

Для визначення місцевих коефіцієнтів тепловіддачі з використанням ИМТК в дослідженні [5] дещо була змінена конструкція датчика (рис. 2.5).

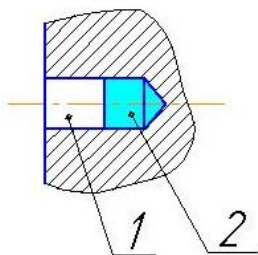


Рисунок 2.4 – Датчик ИМТК:
1 - пробка; 2 - порошок

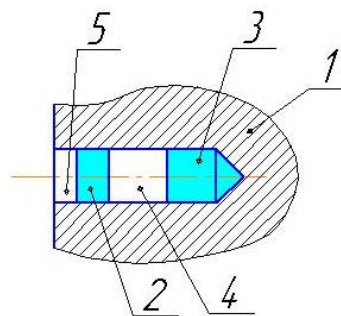


Рисунок 2.5 – Датчик ИМТК для визначення коефіцієнта тепловіддачі:
1 – деталь; 2, 3 – порошок; 4 – вставка; 5 – пробка

В цьому випадку в деталі виконують отвір глибиною 4...5 мм, засипають першу порцію порошку 3, розміщують вставку 4 довжиною 2,5...3 мм з матеріалу основної деталі, засипають другу порцію порошку 2, вставляють і так само закріплюють пробку 5. Після дослідження дві порції порошку окремо діставались, окремо визначалась температура для кожної порції. На основі умов теплового балансу знаходимо коефіцієнти тепловіддачі:

$$\alpha = \frac{\lambda(t_1 - t_2)}{\delta(t_c - t_1)}, \quad (2.1)$$

де α – коефіцієнт тепловіддачі;

δ – відстань між першою і другою порціями порошку;

t_c – температура зовнішнього середовища (гази, охолоджуючі рідини);

t_1, t_2 – відповідні температури порцій порошку.

Стосовно термометрії випускних клапанів, як слідує з [5], то вона була проведена не цілком успішно. При максимальній зафіксованій температурі

795 °C на тороїдній поверхні тарілки клапана не вдалося зняти результати в контрольних точках, розміщених на поверхні тарілки клапана зі сторони КЗ. Причина – спікання порошку при температурі 740...750 °C. Через це рентгенограми для вказаних точок переважно (10 з 12) не вдалося отримати [5]. Максимальна температура впускних клапанів в експерименті в центрі тарілки зі сторони КЗ не перевищувала 490 °C [5].

Таким чином, термоіндикатори на основі ИМТК можуть успішно використовуватись для термометрії рухомих деталей ДВЗ і навіть обмежених розмірів (поршневі кільця), але в основному для дослідження стаціонарного теплового стану.

Основну роль в експериментальному дослідженні теплообмінних процесів на поверхні деталей ДВЗ і, зокрема випускних клапанів механізму газорозподілу, відіграють електричні методи за допомогою термопар. Цей метод може бути успішно застосований для вивчення теплового стану як на усталених, так і на перехідних режимах.

Досвід термометрії деталей ДВЗ в умовах перехідних режимів, а також на деталях КЗ з обмеженим тепловідведенням розглядається в роботі [7]. Відзначається, що такі обставини як ускладнення газодинамічної ситуації в циліндрі, значне зростання рівня максимальних температур в форсованих ДВЗ з обмеженим тепловідведенням вносять свої корективи в конструкцію і технологію виготовлення термопар. Принципова конструктивна особливість деталей КЗ високофорсованих ДВЗ з обмеженим тепловідведенням полягає в застосуванні теплових екранів, жарових накладок, теплоізоляційного покриття в зонах взаємодії, зокрема випускних клапанів, з робочим тілом в КЗ. Для отримання помітного ефекту теплового захисту матеріали накладок, екранів покриття вибираються з низькою теплопровідністю. У зв'язку з цим на поверхні накладок, крім високих температур 700...800 °C, мають місце також і значні температурні градієнти 15...20 град/мм. Таким чином, в цьому випадку використання традиційних капсульних термопар з діаметром «гарячого» спаю 1,5...2 мм внаслідок неви-

значеності координати виміру температури і обмеженої термостійкості ізоляційних матеріалів стає неможливим.

З урахуванням наведених зауважень були розроблені три варіанти поверхневих термопар (рис. 2.6) [7].

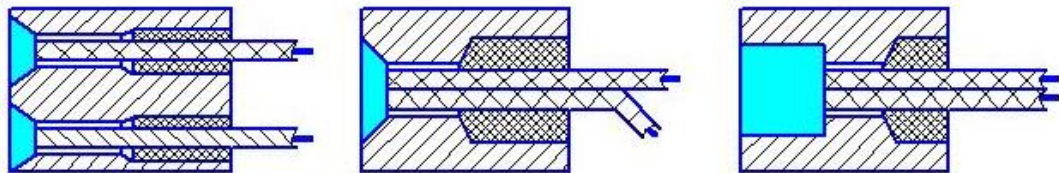


Рисунок 2.6 – Типи термопар удосконаленої конструкції [7]

Основні відмінності удосконалених конструкцій від традиційних аналогів полягають в габаритах і самому способі отримання «гарячих» спаїв, технології виготовлення і використанні ізоляційних матеріалів.

Для підвищення надійності термопар для їх виготовлення використовувались:

- контактне зварювання спаю з капсулою або безпосередньо з деталлю;
- високотемпературна люта ПСР 70, 80.

Для зменшення похибки вимірювання діаметр спаю було зменшено до 0,4...0,5 мм. Висока термостійкість конструкції забезпечувалась за рахунок використання кремнезистої ізоляції, високотемпературної люти і цементу марки ВН-76 для заповнення зазорів в капсулі [7].

При підготовці серії експериментів з дослідження теплового стану випускного клапана швидкохідного дизеля на стаціонарних і перехідних режимах навантаження було враховано також досвід проведення аналогічних випробувань, викладений в роботах [3, 8]. Зокрема, в роботі [8] узагальнені результати моторних і безмоторних експериментів, проведених з метою ідентифікації розроблених ММ нестационарного ТНС гільзи циліндра і чавунного тонкостінного

поршня. Методика проведення експериментів на перехідних режимах скидання – накидання навантаження в даному випадку передбачала використання тензометричної системи СИИТ-3 з приставкою для вимірювання динаміки зміни температури. Реєстрація зміни температури в характерних точках гільзи циліндра та чавунного поршня здійснювалась за допомогою хромель-алюмелевих термопар. Діаметр термоелектродів становив 0,2 мм, гарячий спай – 0,8 мм, постійна часу термоприймача 7 мс [8].

Серед деталей, які утворюють КЗ двигуна, головки циліндрів (ГЦ) відзначаються найбільшою складністю геометрії внутрішніх порожнин, наявністю значної кількості отворів, нерівномірністю товщини стінок днища. Через канали в тілі ГЦ циркулюють гарячі відпрацьовані гази і відповідно холодне повітря або ж газова суміш. Внаслідок наближеності цих каналів в тілі ГЦ виникають температурні градієнти і додаткові термічні напруження. Нерівномірність і циклічність нагрівання спостерігаються також і зі сторони вогневого днища, міцність якого з урахуванням механічних навантажень визначає міцність ГЦ в цілому. Тепловий стан ГЦ, а особливо її міжклапанної зони, є одним з основних чинників, які формують напружено-деформований стан клапанного вузла.

В переважній більшості конструкцій ГЦ функції опорних поверхонь під клапани як випускні, так і впускні виконують вставні сідла клапанів. При цьому надійна робота клапана залежить не лише від конструкції і матеріалу клапана, але й від конструкції сідла та засобу його закріплення в ГЦ. Внаслідок меншої жорсткості сідла та нерівномірного його охолодження по периметру деформації сідла більш вірогідні, чим деформації клапана. Для зменшення деформації провідні фірми використовують додаткове охолодження зони сідла, міжклапанної зони, а також плаваючу посадку сідла в ГЦ.

Найбільш розповсюдженими дефектами ГЦ автотракторних, тепловозних та суднових ДВЗ є тріщини на вогневому днищі, які виникають поблизу отворів під кріплення, форсуночних, а також в зоні міжклапанної перетинки.

Підвищення надійності елементів ГЦ та клапанних вузлів можна досягти, лише маючи чітку уяву про розподіл термомеханічних напружень в цих елементах. Напруженість окремих областей ГЦ характеризується різкою нерівномірністю, залежить від конструктивних особливостей конкретної ГЦ. Аналіз ТНС окремих конструкцій дуже важко піддається узагальненню, навіть для ДВЗ одного типу. В будь-якому випадку розв'язання задачі ТНС передбачає задання ГУ, які б відтворювали реальні температурні поля ГЦ, сидла, клапана, отримані в ході експериментальної термометрії.

Розглянемо деякі результати таких досліджень. Серед загальновідомих робіт, присвячених вивченню теплообмінних процесів в ГЦ розрахунковими та експериментальними методами найбільш повні і ґрунтовні результати представлені в монографії проф. Г. Б. Розенбліта [9]. Детально виписані методики експериментального дослідження процесів нестационарної тепловіддачі від газів до поверхні ГЦ та інших деталей КЗ чотиритактних дизелів Д70 (16ЧН25/27), СМД-18Н (4ЧН12/14), двотактних дизелів Д100 (10ДН20,7/25,4х2). За допомогою плівкових датчиків при вимірюванні температурних коливань на поверхні деталей КЗ були отримані миттєві сумарні значення питомого теплового потоку та коефіцієнтів тепловіддачі.

В роботі [10] наводиться опис конструкції поверхневих термопар для вимірювання теплових потоків на поверхні вогневого днища ГЦ. В таких конструкціях спай термопари і з'єднувальні провідники формують безпосередньо на теплообмінній поверхні деталі. Наприклад, на поверхні чавунної ГЦ в точці вимірювання під вакуумом напиляють трьохшаровий провідник: перший прошарок – алюмінієвий для зчеплення з матеріалом ГЦ; другий – ізоляційний (фтористий магній); третій – сурма. При цьому загальна товщина трьох прошарків складає менше 5 мкм. Термочутливий елемент в точці вимірювання утворюється плівкою сурми, яка сполучає верхній прошарок з матеріалом ГЦ. Наведена методика була застосована при термометрії вогневого днища ГЦ одноциліндрового дизеля повітряного охолодження ($D = 80$ мм; $S = 110$ мм) з напів-

сферичною КЗ [10]. Для вивчення теплообмінних процесів на днищі ГЦ також успішно можуть бути використані плівкові термопари опору. В таких датчиках в якості чутливого елемента використовується металічна плівка, закріплена на поверхні стінки КЗ. Плівка електроізолювана від основного матеріалу стінки (скло, кераміка). Зміни температури середовища змінюють електричний опір плівки, товщина якої складає долі мікрона. Зміни опору фіксуються за допомогою тензометричної апаратури [10].

Для термометрії ГЦ, а також визначення коефіцієнтів тепловіддачі на поверхні вогневого днища двигуна 21-43АЗЛК були використані датчики ИМТК [5]. Датчики встановлювались на глибину від 1,5 до 5,5 мм. Зафіксовані при цьому температури змінювались від 243 °С в зоні міжклапанної перетинки до 120 °С на периферії КЗ.

Результати дослідження теплового стану днища ГЦ середньообертового судового дизеля ЧН26/34, проведеного на кафедрі ДВЗ НТУ «ХП», наводяться в роботі [11]. Термометрія проводилась в 23-х контрольних точках днища. Більшість хромель-алюмелевих термопар встановлювалась з використанням пробок М5. Монтаж термопар в днищі ГЦ здійснювався наступним чином (рис. 2.7). Хромель-алюмелева термопара 1 (діаметр провідників 0,5 мм) в ізоляції, вставляється в канал діаметром 1,5 мм сталюого корпусу термопари 3 так, щоб при цьому гарячий спай діаметром близько 1 мм виступав з корпусу 3. Проміжок між електродами термопари і корпусом 3 заповнюється термостійкою пластмасою 2. Потім корпус 3 з термопарою вставляється в канал в днищі кришки циліндра діаметром 2,5 мм. Зазор між корпусом термопари і каналом також заповнюється термостійкою пластмасою. Після цього в днище кришки циліндра до упору в гарячий спай загвинчується пробка 4. Зазори в нарізі М5 пробки 4 ущільнюються концентрованим розчином кухонної солі, який спричиняє інтенсивну корозію в нарізі і герметизує таким чином гарячий спай.

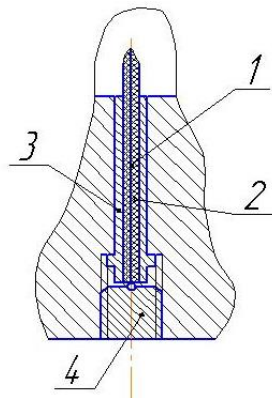


Рисунок 2.7 – Монтаж термопари:
1- термопара; 2- ізоляція; 3- корпус; 4- пробка

До експериментальних методів моделювання теплового стану теплонапружених деталей ДВЗ можна також віднести відомий метод електротеплової аналогії (ЕТА), який детально розглядається в роботі [12]. Електричні моделі передбачають існування аналогії між двома якісно різними фізичними явищами. Моделювання температурних полів деталей ДВЗ методом ЕТА базується на формальній аналогії між диференційними рівняннями теплопровідності та електропровідності. При цьому електромодель відрізняється більшою простотою та доступністю електричних елементів для вимірювання в будь-якій заздалегідь закоординованій точці поля досліджуваної системи. Висока точність вимірювань досягається за допомогою досконалих електровимірювальних приладів.

Для дослідження температурних полів деталей ДВЗ слід надати перевагу моделям, складеним з електричних сіток, з суцільних електропровідних середовищ, наприклад з електропровідного паперу, комбінованим моделям. Метод ЕТА може успішно застосовуватись в основному при розробці плоских моделей [12].

2.2 Визначення теплового стану локально охолоджуваного випускного клапана

2.2.1 Опис моторного стенду

Для реалізації комплексу досліджень, пов'язаних з локально охолоджуванним клапанним вузлом, на кафедрі ДВЗ НТУ «ХПІ» були проведені додаткові

роботи з модернізації моторного стенду швидкохідного дизеля СМД-18Н [13, 14]. Модернізація передбачала дообробку ГЦ двигуна, виконання в тілі головки каналів системи локального повітряного охолодження, розміщення струмоз'ємних пристроїв для реєстрації сигналів від датчиків – термопар та інші заходи. Дослідження в цілому мали за мету ідентифікацію розроблених ММ нестационарного ТНС випускного клапана, кількісну оцінку ефективності локального повітряного охолодження випускного клапана і пов'язаних з цим енергетичних витрат, а також обґрунтування пропозицій щодо вибору основних параметрів системи ЛО. Комплекс досліджень передбачав проведення порівняльних випробувань серійного неохолоджуваного та охолоджуваного стисненим повітрям клапанів на усталених і перехідних режимах, у ході яких реєструвалися температури клапана в контрольних точках при відповідних робочих параметрах охолоджувача, а також контролювались витрати стисненого повітря через систему. Перехідні режими роботи двигуна моделювались скиданням та накиданням навантаження в межах від режиму холостого ходу ($N_e = 0$ кВт, $n = 800$ хв⁻¹, $n = 1600$ хв⁻¹) і до режиму номінальної потужності ($N_e = 73,6$ кВт, $n = 1800$ хв⁻¹). При цьому тривалість перехідного процесу визначалась до моменту помітного припинення зростання або ж зниження температури клапана в контрольних точках і складала в середньому 5...6 хвилин, вистій на усталених режимах становив не менше 5...6 хвилин. Крім моторних випробувань, на дослідних зразках визначалась шорсткість опорної поверхні клапана і відповідної поверхні сідла. Отримані результати по контролю шорсткості використовувались в подальшому при розрахунках коефіцієнтів тепловіддачі в контактному теплообміні.

В цілому експериментальна установка являла собою, як зазначалося, моторний стенд, укомплектований штатними системами і агрегатами. Зміни, внесені в конструкцію ГЦ, зводилися до наступного (рис.2.8).

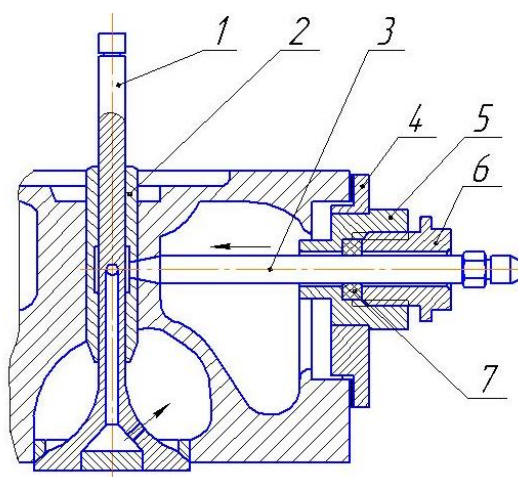


Рисунок 2.8 – Дообробка ГЦ для підведення охолоджуючого повітря:
 1 - випускний клапан; 2 - напрямна втулка; 3 - повітропідвідна втулка; 4 - кришка;
 5 - проставка; 6 - натискна гайка; 7 - ущільнююче кільце

При знятій технологічній заглушці в тілі серійної ГЦ та в тілі попередньо обробленої прямої втулки випускного клапана 4-го циліндра було виконано наскрізний конічний нарізний отвір. В нарізний отвір угвинчувалась повітропідвідна втулка. Герметичність нарізного з'єднання забезпечувалася фіксацією спряження на фарбі. Водяна порожнина системи охолодження в ГЦ герметизувалась кришкою і натискною гайкою, як показано на рис. 2.8.

Охолоджуюче повітря по повітропідвідній втулці надходить від компресора в порожнину, утворену внутрішньою розточкою в тілі прямої втулки і стрижнем клапана, та через наскрізні отвори на тороїдальній поверхні тарілки витікає у випускний тракт ГЦ. Експериментальна система ЛО для контролю основних параметрів стисненого повітря містить також розширювальний бачок з термометром і манометром, витратомір повітря РГ-40. Схема експериментальної системи локального повітряного охолодження випускного клапана представлена на рис. 2.9.

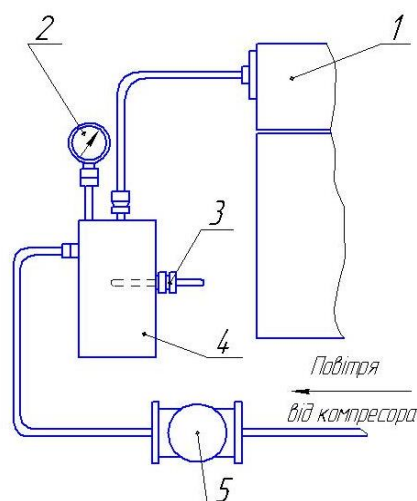


Рисунок 2.9 – Схема експериментальної системи локального охолодження випускного клапана:

1 - головка циліндрів; 2 - манометр; 3 - термометр ТСМ;
4 - розширювальний бачок; 5 - витратомір РГ-40

Розглянемо детальніше конструктивні особливості препарованих випускних клапанів, які використовуються в експерименті. Для проведення випробувань були використані серійні випускні клапани зі сталі 40X9C2M, що раніше застосовувались на дизелях СМД-14 і взаємозамінні з випускними клапанами дизеля СМД-18Н. Теплофізичні властивості цієї сталі, а також інших матеріалів для виготовлення деталей клапанного вузла наводяться в табл. 2.1.

Таблиця 2.1 – Теплофізичні властивості клапанних сталей в залежності від температури

Сталь	Характеристики	Значення характеристик при t °C					
		200	300	400	500	600	700
40X9C2	λ , Вт/(м·°C)	17	20		22		22
	C , Дж/(кг·°C)		501	530	562		
	$\alpha \cdot 10^6$, 1/°C	11,1		14,3		14,2	
	E , ГПа	209	206	199	190	175	154
40X10C2M	λ , Вт/(м·°C)	20	22	22	24	25	26
	C , Дж/(кг·°C)			532	561	586	
	$\alpha \cdot 10^6$, 1/°C	11	11	11			11
	E , ГПа	205	202	196	187	172	151
12X18H9T	λ , Вт/(м·°C)	18	20	21	23	25	26
	C , Дж/(кг·°C)	486	498	511	519	528	532
	$\alpha \cdot 10^6$, 1/°C	17	17,6	18,1	18,3	18,6	18,9
	E , ГПа	182	175	167	160	153	143
45X14H14B2M (ЭИ 69)	λ , Вт/(м·°C)	17	19	20	21	22	24
	C , Дж/(кг·°C)		507	511	523	528	
	$\alpha \cdot 10^6$, 1/°C	17		18		18	19
	E , ГПа	190	181	173	166	157	149

За даними [15] вибір матеріалу був зумовлений кращими технологічними властивостями цієї сталі у порівнянні з матеріалом серійного клапана дизеля СМД-18Н – сталлю ЭИ 69, що надавало певні переваги під час дообробки клапана.

Серійні неохолоджувані клапани дооброблювались механічно та з використанням електроерозійного пропалювання клапанів у верхній торцевій частині стрижня. Ескіз дообробки неохолоджуваного варіанта клапана під установку термопар показано на рис. 2.10, а. Охолоджувані повітрям клапани дооброблювались і оснащувались по ескізу, представленою на рис. 2.10, б. Утворена механічною дообробкою порожнина в тілі клапана герметизувалась зі сторони тарілки заглушкою, виготовленою з тієї ж клапанної сталі 40Х9С2М, з використанням аргонодугового зварювання неплавким електродом. Осьові канали у верхній частині клапана після установки термопар герметизувались спеціальним цементом (епоксидний кремнійорганічний компаунд) марки 10-Н, який потім запікали по відповідному термічному графіку.

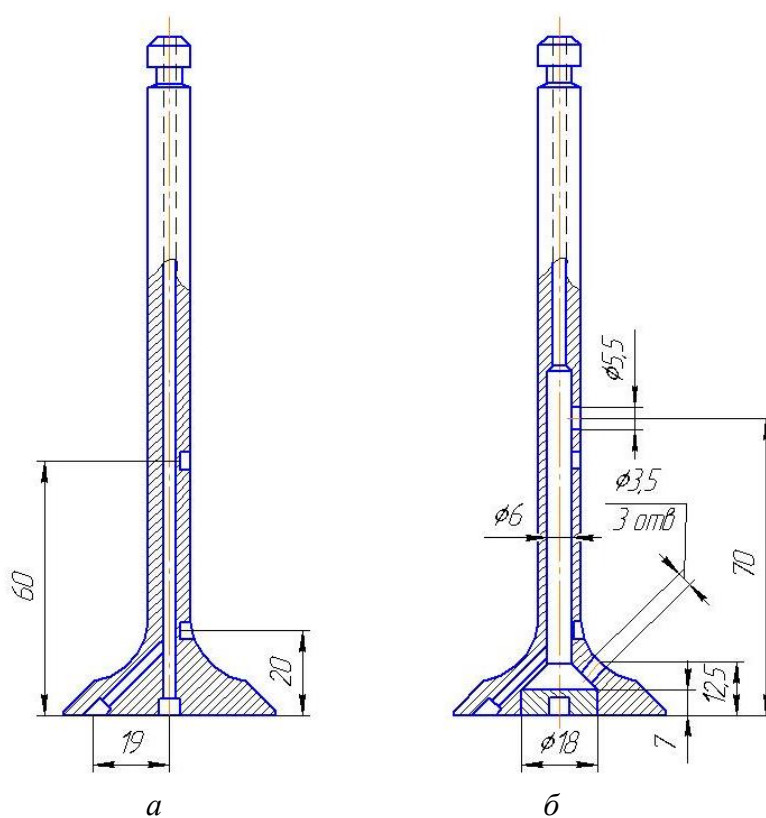


Рисунок 2.10 – Ескізи дообробки випускних клапанів:
а - серійний неохолоджуваний; б – охолоджуваний

2.2.2 Методика термометрії випускного клапана

При розробці методики основна увага була зосереджена на вирішенні проблем термометрії на перехідних режимах навантаження, характерних і визначальних для більшості типів автотракторних ДВЗ. Без отримання такої інформації було б неможливим як будь-яке моделювання нестационарного ТНС випускних клапанів, так і, наприклад, прогнозування розвитку процесу накопичення пошкоджень в клапанах в процесі експлуатації. Були при цьому також враховані особливості, пов'язані з дослідженням теплового стану варіантів клапанів з ЛПО, визначенням параметрів охолоджувача.

В проведеному експерименті були використані пари хромель-алюмелевих електродів. Діаметр електродів вибирався 0,3 мм, діаметр кульки спаю – 0,7...0,8 мм. Кулька спаю вставлялася в сталеву втулку і обтискалась разом зі втулкою перед установкою на клапан. Відстань «гарячого» спаю від зовнішньої поверхні клапана після закарбування капсули – втулки в тіло клапана витримувалась в межах 1,0...1,3 мм (рис. 2.11).

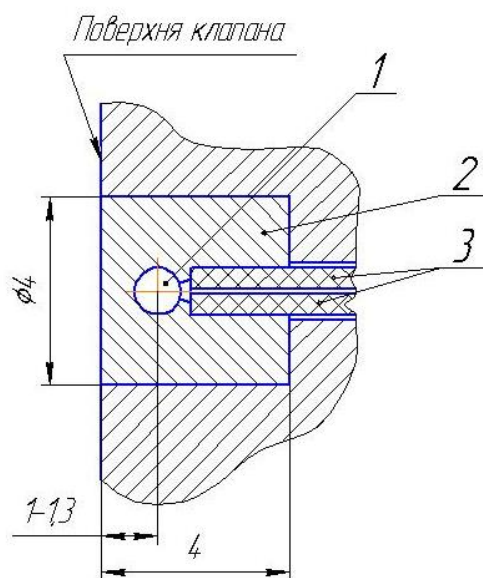


Рисунок 2.11 – Схема закладення термопар у клапані:

- 1- «гарячий» спай термопар;
- 2- капсуль; 3- електроди

Термопари для всіх дослідних варіантів клапанів встановлювались в 4-х визначених контрольних точках (див. рис. 2.10), рознесених по різних меридіональних перетинах клапана. При визначенні зон розміщення термопар було враховано характер розподілу основних теплових потоків на поверхні клапана, а також основних складових напруженого стану для цієї деталі.

Зупинимося на особливостях експерименту, пов'язаних з конструкцією струмоз'ємного пристрою, а також зі способом реєстрації вхідного сигналу від датчика – термопари. При розробці конструкції струмоз'ємного пристрою було враховано значний досвід в проведенні термометрії рухомих деталей, зокрема досвід проведення таких випробувань на кафедрі ДВЗ НТУ «ХПІ», а також рекомендації авторів [16, 17, 18, 19, 20].

При тривалих експериментах з термометрії, які проводяться на швидкохідних двигунах, успішне проведення досліджень в значній мірі залежить від надійності струмознімача. При цьому зі зростанням числа обертів двигуна понад 1500 хв^{-1} в більшості випадків пристрій виконують з періодичним зв'язком (контактом) термоелектродів датчика та контактів реєструючого пристрою [20].

Розроблена конструкція струмоз'ємного пристрою, перевірена під час проведення тривалих моторних експериментів, представлена на рис. 2.12, а основні елементи цього пристрою представлені також на рис. 2.13.

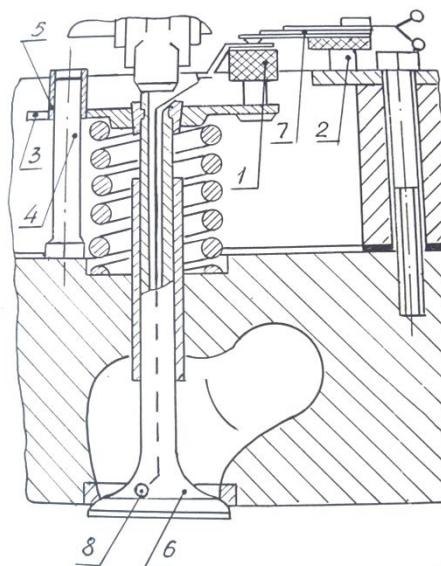


Рисунок 2.12 – Струмоз’ємний пристрій:

1 - рухома колодка; 2 – нерухома колодка; 3 - спеціальна пластина-тарілка клапана; 4 - установочний штифт; 5 - напрямна втулка пристрою; 6 - клапан;
7 - пластинчасті контакти; 8 - місце встановлення термопар

Струмоз’ємний пристрій (рис. 2.12) з періодичним включенням складається з рухливої колодки 1 та нерухомої контактної колодки 2. Колодка 1 сполучена пайкою з електродами термопар і змонтована на спеціальній пластині 3, що одночасно виконує функції тарілки клапана. При закріпленні пластини 3 на клапані 6 використовуються серійні клапанні пружини та сухарики.

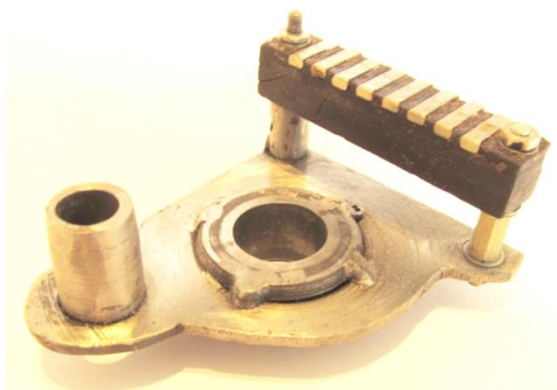


Рисунок 2.13 – Деталі струмоз’ємного пристрою

Установочний штифт 4, закріплений на конічній нарізі в тілі ГЦ, забезпечує за допомогою напрямної втулки пристрою 5, припаяній до пластини 3, лише вертикальне, без провороту переміщення пластини 3 і клапана 6. Таким чи-

ном, виключається можливість повороту клапана 6 під дією клапанних пружин, а також пластини – тарілки 3 з колодкою 1 відносно нерухомої колодки 2 з контактами. Нерухома контактна колодка 2 закріплена на ГЦ. На ній розміщені хромелеві та алюмелеві пластинчасті пружини – ресори 7, які при закритому положенні клапана 6 контактують відповідно з хромелевими та алюмелевими контактами на рухливій колодці 1. Максимальний прогин ресори 7 при замиканні не перевищує 1,5 – 2,0 мм, що забезпечується попереднім підбором регулювальних пластин, які встановлюють під однією з колодок під час монтажних робіт. Струмоз’ємний пристрій в даному випадку дозволяє проводити термометрію в 4-х контрольних точках дослідних клапанів, представлених на рис. 2.14.



Рисунок 2.14 – Дослідні зразки випускних клапанів

У зв’язку з тим, що програма досліджень теплового стану випускних клапанів швидкохідного дизеля передбачала проведення експериментів і на перехідних режимах скидання–накидання навантажень з реєстрацією вхідних сигналів одночасно по 4-м контрольним точкам через обмежені проміжки часу

($\Delta = 1 \dots 2$ с), з цією метою була використана тензометрична система СИИТ-3 [21] зі спеціальною приставкою для термометрії, яка цілком задовольняла вказаним вимогам. На кафедрі ДВЗ НТУ «ХПІ» накопичений значний позитивний досвід використання цієї системи для дослідження теплового стану деталей КЗ [8].

Система СИИТ-3 включає блок дистанційного релейного переключення (БДРП), вимірювальний блок (БИ) зі спеціальною приставкою для термометрії та друкувальний пристрій (ПУ). Система має 100 вимірювальних каналів, її швидкодія становить 20 вимірів за секунду.

Схема реєстрації сигналів від термопар в проведених експериментах представлена на рис. 2.15.

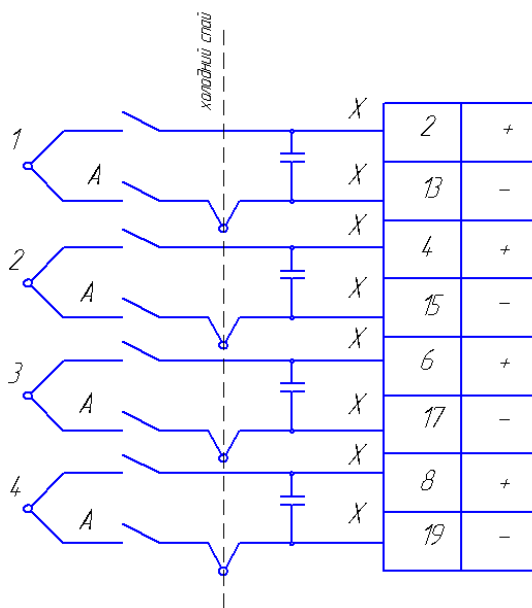


Рисунок 2.15 – Схема підключення термопар до комплексу СИИТ-3

При замиканні контактів струмоз’ємного пристрою відбувається зарядка конденсаторів до напруги термоелектрорушійної сили «гарячого» спаю, а при розмиканні контактів згадана напруга на обкладках конденсатора вимірюється і фіксується системою СИИТ-3. Для того, щоб за час одного замикання контактів конденсатор повністю зарядився (допустима абсолютна похибка $\Delta = \pm 1$ %) його електроємність C підбирається за умови, що

$$\tau_3 \cong 4RC, \quad (2.2)$$

де τ_3 – час замкнутих контактів;

R – опір електричного кола термопари.

Час τ_3 , розрахований для номінального числа обертів двигуна $n = 1800 \text{ хв}^{-1}$, складає $0,0432 \text{ с}$ ($\approx 467 \text{ град.п.к.в.}$), а ємність конденсатора $C = 0,0000164 \text{ Ф}$ при опорі електричного кола термопари $R = 64 \text{ Ом}$.

Система СИИТ-3 дозволяє одночасно реєструвати термоелектрорушійну напругу від 20 термопар з видачею друкованої інформації через кожну секунду, що особливо важливо в дослідях зі скиданням та накиданням навантаження, коли тривалість перехідного процесу обмежена, як правило 1...3 хвилинами. Система також реалізує процес знімання інформації в автоматичному режимі через певні, в загальному випадку нерівномірні часові інтервали від початку перехідного процесу і до його закінчення. Вказана можливість підвищує достовірність отриманої інформації, дозволяє більш коректніше співставляти температурні характеристики, отримані на різних етапах дослідження.

Будь-яка експериментальна методика, що передбачає використання певних засобів вимірювання, не може вважатись досконалою, якщо не забезпечує певної, незначної похибки вимірів. Зробимо аналіз похибки проведених вимірів температури випускного клапана.

Для оцінки похибки вимірювання температури клапана були використані теоретичні положення, підходи і рекомендації, викладені в роботах [18, 22].

Відповідно до прийнятої в теорії вимірювань класифікації, виміри температури клапана, проведені за вищевикладеною методикою, можна віднести до прямих вимірів. Для оцінки похибки прямих вимірів використовуються наступні критерії: гранична абсолютна помилка вимірювальної системи, гранична відносна помилка вимірювальної системи, абсолютна середньоквадратична помилка виміру, коефіцієнт варіації.

Гранична абсолютна помилка Δx результату одноразового прямого виміру визначається допустимою похибкою приладу, яка в свою чергу задається класом точності приладу. Припускаючи нормальний закон розподілу випадкових помилок при вимірюванні температури, а також враховуючи те, що абсолютна помилка

$$\Delta x = 3\sigma, \quad (2.3)$$

де σ – середньоквадратична (стандартна) помилка, імовірність того, що експериментальні значення не виходять за межі Δx , складає $\beta = 0,992$ [22].

За граничну відносну помилку відповідно приймаємо величину

$$\delta_x = \frac{\Delta x}{x} \cdot 100\%. \quad (2.4)$$

За абсолютну помилку результатів прямих вимірів, якщо вони виконуються з використанням вимірювальної системи, що складається з декількох елементів, приймаємо середньоквадратичну помилку δ_x , яка обчислюється по формулі

$$\delta'_x = \pm \sqrt{\Delta x_1^2 + \Delta x_2^2 + \dots \Delta x_n^2}, \quad (2.5)$$

де $\Delta x_1, \Delta x_2, \dots \Delta x_n$ – абсолютні граничні похибки елементів вимірювальної системи.

Коефіцієнт варіації визначаємо по формулі

$$W = \frac{\sigma_x}{X} \cdot 100\%. \quad (2.6)$$

Стосовно до методики реєстрації температури випускного клапана за допомогою системи СИИТ-3 формула (2.5) приймає наступний вигляд

$$\delta'_x = \sqrt{\Delta t_i^2 + \Delta t_T^2 + \Delta t_{xc}^2 + \Delta t_{TC}^2 + \Delta t_C^2}, \quad (2.7)$$

де Δt_i – похибка, зумовлена тепловою інерційністю термопар;

Δt_T – похибка тарування;

Δt_{xc} – похибка «холодного» спаю;

Δt_{TC} – похибка струмоз'ємного пристрою;

Δt_C – похибка системи СИИТ-3.

Теплова інерційність термопар може бути оцінена постійною часу [16]

$$T_0 = \frac{c\rho V}{\alpha S}, \quad (2.8)$$

де c – питома теплоємність матеріалу термопар, орієнтовне значення питомої теплоємності приймаємо за даними [17] в межах 0,38...0,43 кДж/(кг·К) для хромель-алюмелевої термопар;

ρ – щільність матеріалу термопар, $\rho = 867...872$ кг/м³ [17];

α – коефіцієнт тепловіддачі від середовища до термопар;

V – об'єм спаю термопар;

S – площа поверхні спаю термопар.

Відношення $V/S = R/3$, де $R = 0,4$ мм – радіус спаю.

Підставляючи значення теплофізичних параметрів до виразу (2.8), отримуємо постійну часу для термопар, встановленої у випускному клапані. Наприклад, для термопар, встановлених зі сторони вогневої поверхні тарілки клапана відповідне значення T_0 для номінального режиму роботи дизеля ($\alpha = 650...660$ Вт/(м²·К)) становить

$$T_0 = \frac{0,45 \cdot 10^3 \cdot 867 \cdot 0,4 \cdot 10^{-3}}{650 \cdot 3} = 0,0803 \text{ с.}$$

Граничну відносну похибку, зумовлену тепловою інерційністю термопар, визначають по формулі

$$\sigma_i = \frac{1}{2} \left(\frac{\omega}{\omega_0} \right)^2, \quad (2.9)$$

де $\omega = \frac{1}{T_d}$ – частота зміни навантаження;

T_d – тривалість перехідного процесу двигуна;

$\omega_0 = \frac{1}{T_0}$ – власна частота коливань температури термопар.

Тривалість процесів скидання та накидання навантаження в проведеному дослідженні складала 240...360 с, якщо прийняти $T_d = 240$ с, то відносна похибка термопар складає

$$\sigma_i = \frac{1}{2} \left(\frac{0,08}{240} \right)^2 = 11,08 \cdot 10^{-8}.$$

При цьому абсолютна похибка термопар, встановленої на випускному клапані, який працює в діапазоні температур до 750 °С, складе

$$\Delta t_i = 11,08 \cdot 10^{-8} \cdot 750 = 0,85 \cdot 10^{-4} \text{ °С}$$

Тарування термопар в термостаті за допомогою лабораторного термометра ТЛ дає похибку $\Delta t_T = \pm 0,1 \text{ °С}$.

Похибка, внесена при вимірюванні температури «холодного» спаю в термостаті лабораторним термостатом ТЛ, складає також $\Delta t_{\text{xc}} = \pm 0,1 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Похибки, внесені струмоз'ємним пристроєм, можна розподілити на дві основні групи [18].

1. Похибки, викликані різницею температур контактів, установлених на тарілці клапана (рухливих) і встановлених на ГЦ (нерухомих). В нашому випадку вказана похибка цілком виключається, тому що відповідні контакти на рухливій і нерухомій частинах струмоз'ємного пристрою виготовлені з одного і того ж матеріалу (хромель, алюмель). При цьому електрорушійна сила, яка генерується в термопарі, не залежить ні від температурних градієнтів і розподілу температур уздовж провідника, ні від зміни його перетину, а цілком визначається лише різницею температур «гарячого» і «холодного» спаїв термопари.

2. Похибки, пов'язані з недосконалістю механічного контакту струмоз'ємного пристрою в моменти замикання (несинхронна робота обох контактів термопари, вібрація контактів, їхнє забруднення та окислення). Для подібних конструкцій струмоз'ємних пристроїв, які використовують контакти у вигляді наборів (ресори) хромелевих і алюмелевих пластин, гранична відносна похибка не перевищує $\sigma_{\text{TC}} = \pm 0,5\%$ [18]. Отже, для робочого діапазону температур випускного клапана величина граничної абсолютної похибки складе $\Delta t_{\text{TC}} = 3,75 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Відносна похибка системи СИИТ-3 визначається з виразу [21]

$$\delta_{\text{C}} = \left[0,1 + 0,003 \cdot \left(\frac{N}{N_i} - 1 \right) \right] \%, \quad (2.10)$$

де N – значення верхньої границі шкали системи (9999);

N_i – поточне значення виміру в досліді (для випускного клапана $N_i = 5493$).

Таким чином, для термопари, встановленій на випускному клапані:

$$\delta_c = \left[0,1 + 0,003 \cdot \left(\frac{9999}{5493} - 1 \right) \right] = 0,125\%.$$

Абсолютна похибка системи СИИТ-3 під час реєстрації температури випускного клапана в робочому діапазоні температур 0...750 °С становить:

$$\Delta t_c = \frac{0,125 \cdot 750}{100} = 0,937 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Якщо зневажити величиною похибки $\Delta t_i = 0,825 \cdot 10^{-4}$ через її малість, то загальна середньоквадратична похибка реєстрації температур випускного клапана складе

$$\sigma = \pm \sqrt{0,1^2 + 0,1^2 + 3,75^2 + 0,937^2} = \pm 3,86 \text{ } ^\circ\text{C},$$

при коефіцієнті варіації

$$W_t = \pm \frac{3,86}{750} \cdot 100\% = \pm 0,515\%.$$

Отримані значення оціночних критеріїв похибки вимірювання свідчать про достовірність результатів термометрії. Особливості проведення експерименту з термометрією клапанів на перехідних режимах розглядаються також в роботі [13].

2.2.3 Визначення параметрів охолоджувача

Аналіз лише теплового стану охолоджуваного клапана без оцінки додаткових енергетичних витрат, необхідних для створення примусової циркуляції

охолоджувача – стисненого повітря через систему, не дозволяє зробити кінцевий висновок щодо ефективності такого способу охолодження. Ефект оцінюється не лише значенням отриманих температур, але й відповідними енергетичними витратами, які забезпечили даний рівень температур.

Визначення енергетичних витрат, необхідних для функціонування системи ЛПО клапанного вузла, не можна провести лише шляхом розрахунку, так як розрахунком неможливо оцінити дійсні значення витрат повітря через систему та втрати охолоджувача через проміжки між клапаном і прямою втулкою під час роботи двигуна, а також визначитися з протитиском за клапаном, який змінюється від режиму навантаження. Для розрахунку потужності компресора, яка витрачається на прокачування стисненого повітря через систему, в експерименті визначалися поточні значення об'ємних витрат G_{Π} , тиск та температура охолоджувача.

Для замірів витрат охолоджуючого повітря використовувався камерний газовий лічильник ротаційного типу, виготовлений серійно на Івано-Франківському ВО «Геофізприлад». Основні характеристики газового лічильника надаються в довіднику [23]: максимальна витрата повітря $Q_{\max} = 48 \text{ м}^3/\text{год}$; номінальна витрата повітря $Q_{\text{ном}} = 40 \text{ м}^3/\text{год}$; мінімальна витрата повітря $Q_{\min} = 4 \text{ м}^3/\text{год}$; поріг чутливості – $0,6 \text{ м}^3/\text{год}$; номінальна частота обертання $n = 2400 \text{ хв.}^{-1}$.

Для реєстрації поточних (миттєвих) значень контрольного параметру газовий лічильник РГ- 40 було додатково оснащено спеціальним вимірювальним приладом з індуктивним датчиком, підключеним до частотоміра Ф5041. При цьому кількість імпульсів, які генерував датчик за секунду, була кратною годинній витраті газу – стисненого повітря. Вказані співвідношення витримувалися за рахунок підбору числа зубців вимірювального приладу, тобто, наприклад, показання частотоміра «400» відповідало значенню витрати повітря $40 \text{ м}^3/\text{год}$ (коефіцієнт кратності дорівнює 10).

Значення витрат охолоджуючого повітря через клапан контролювалось при випробуваннях дизеля по навантажувальній характеристиці (рис. 2.16) на режимах $n=1600 \text{ хв}^{-1}$ і $n=1800 \text{ хв}^{-1}$ зі зміною навантажень в межах від $N_e = 7,36 \text{ кВт}$ до $N_e = 66,2 \text{ кВт}$. На кожному з режимів надлишковий тиск p_{Π} повітря на вході в клапан змінювався від $0,1 \text{ МПа}$ до $0,3 \text{ МПа}$. В послідовних розрахунках тиск за випускним клапаном приймався приблизно рівним тискові перед турбіною P_T , який в свою чергу теж змінювався в залежності від навантаження (рис. 2.16).

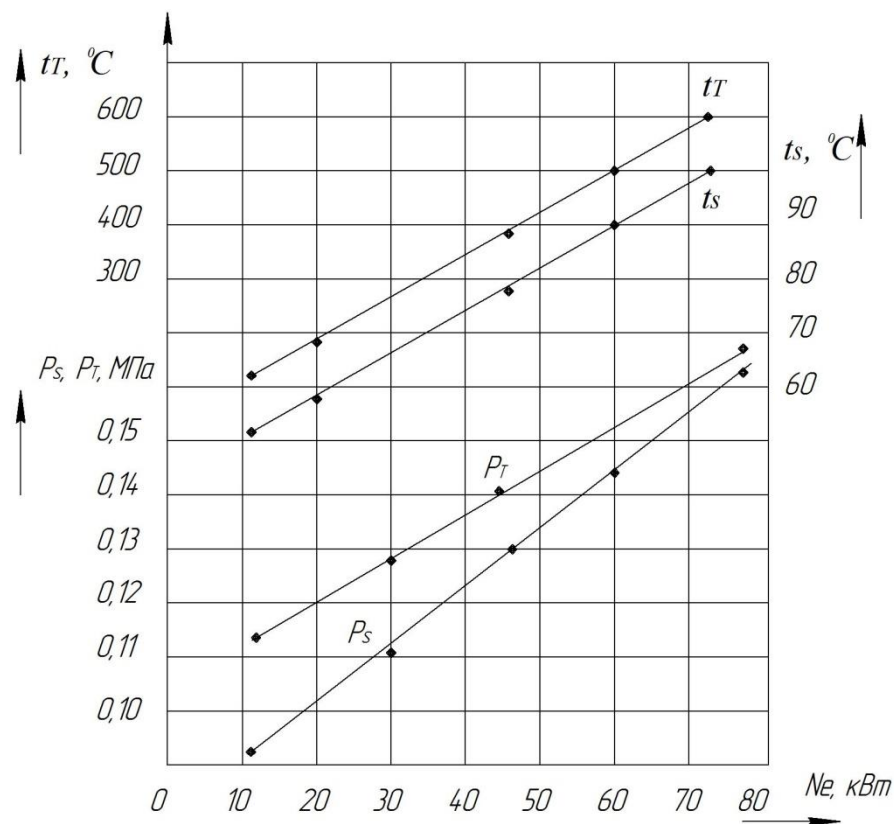


Рисунок 2.16 - Навантажувальна характеристика дизеля СМД-18Н.

Результати проведених досліджень для режимів з $n=1600 \text{ хв}^{-1}$ частково представлені в табл. 2.2. Близькими до наведених є витрати охолоджуючого повітря G_{Π} , які були також отримані і на режимах з $n=1800 \text{ хв}^{-1}$.

Таблиця 2.2 – Витрати охолоджуючого повітря в системі локального охолодження випускного клапана в залежності від тиску P_{Π} .

№ режиму	$n, \text{ хв}^{-1}$	$N_e, \text{ кВт}$	Витрати повітря $G_n, \text{ м}^3/\text{год}$
----------	----------------------	--------------------	---

			при значенні тиску p_n , МПа				
			0,1	0,15	0,20	0,25	0,30
1	1600	7,36	5,0	5,64	6,05	6,3	6,5
2	1600	14,72	4,85	5,5	6,02	6,3	6,4
3	1600	22,08	4,9	5,55	6,0	6,2	6,4
4	1600	29,44	5,06	5,36	5,95	6,21	-
5	1600	51,52	3,76	4,88	5,68	6,05	6,29
6	1600	66,24	-	4,64	5,5	5,90	6,13

Зупинимось на питаннях оцінки точності отриманих результатів. Похибка виміру витрати повітря δ_{Π} визначається як сума похибок, внесених газовим лічильником $\delta_{\text{ГЛ}}$ та частотоміром Ф5041 – δ_f .

Відносна похибка частотоміра – хронометра Ф5041, який застосовується для визначення частоти обертання «вимірювального» трибу, згідно з даними опису приладу визначається по формулі

$$\delta_f = \pm \left(\delta_0 + \frac{1}{f_B + \tau_p} \right), \quad (2.11)$$

де $\delta_0 \leq 1 \cdot 10^{-7}$ – відносна похибка джерела опорної частоти;

τ_p – час відрахування, с (встановлюється рівним 1 с);

f_B – вимірювальна частота, Гц.

В межах вимірювальних частот обертання

$$\delta_f = \pm(0,01 - 0,1)\%.$$

Відносна похибка $\delta_{\text{МС}}$ вимірювання газовими лічильниками типу РГ, згідно технічної характеристики, складає для досліджуваної області витрат охолоджуваного повітря $\pm 3\%$. Таким чином $\delta_{\Pi} = 3 + 0,1 = \pm 3,1\%$.

Абсолютна гранична похибка вимірювання витрат повітря для діапазону від 0 до 6,5 м³/год складає $\Delta V_{\Pi} \pm 0,2015$ м³/год.

Для вимірювання температури охолоджуючого повітря на вході в випускний клапан передбачено термометр опору ТСМ-6097, встановлений на розширювальному бачку, а для реєстрації цієї температури використовується цифровий вольтметр А565. При цьому відносна межа похибки, внесеної приладом А565, згідно інструкції, оцінюється по формулі

$$\delta_{\text{пр}} = \pm \left(0,2 + 0,1 \cdot \left(\frac{150}{t_i} \right) - 1 \right), \quad (2.12)$$

де t_i – максимальне значення температури в робочому діапазоні.

Для вимірювання температури охолоджуючого повітря $\delta_{\text{пр}} = 0,475\%$.

Похибка мідних термометрів опору типу ТСМ-6097 визначається за формулою, приведений в роботі [18]

$$\Delta t_{\text{ТСМ}} = \pm (0,3 + 6 \cdot 10^{-3} \cdot t_i) \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (2.13)$$

При вимірюванні температури охолоджуючого повітря $\Delta t_{\text{ТСМ}} = \pm 0,54\%$.

Межа відносної похибки $\delta_{\text{ТСМ}} = \pm 1,35\%$.

Сумарна відносна похибка

$$\delta t = \delta_{\text{пр}} + \delta_{\text{ТСМ}}. \quad (2.14)$$

Сумарна абсолютна похибка $\Delta t_i = \pm 0,75 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Надлишковий тиск охолоджуючого повітря в експерименті визначався за допомогою однострілочного показуючого манометра (ГОСТ 2405-63) класу точності 2,5 з верхньою межею вимірювання до 6 кгс/см^2 . При цьому межі відносної похибки оцінювалися величиною $\delta p_{\text{п}} = \pm 2,5\%$, межі абсолютної похибки в діапазоні зміни тиску ($0 \dots 3 \text{ кгс/см}^2$) $\Delta p_{\text{п}} = \pm 0,075 \text{ кгс/см}^2$ ($\pm 0,0075 \text{ МПа}$).

Таким чином, всі контрольні параметри охолоджувача в ході проведеного експерименту визначалися з необхідною точністю.

2.2.4 Результати експериментальних досліджень

Моторні експериментальні дослідження проводилися по навантажувальній характеристиці для режимів з $n=1600 \text{ хв}^{-1}$ та $n=1800 \text{ хв}^{-1}$. В експериментах визначався тепловий стан варіантів серійного і охолоджуваного стисненим повітрям клапанів. Оцінювався також тепловий стан клапана з внутрішньою порожниною, але без прокачування охолоджувача (порожнистий клапан). Крім вказаних стаціонарних режимів, моделювалися також нестаціонарні режими скидання – накидання навантаження.

Стаціонарні режими. Для режимів навантажувальної характеристики залежність температури клапана від навантаження (середній ефективний тиск p_e , МПа) має лінійний характер і може бути представлена формулою виду

$$t = Ap_e + B, \quad (2.15)$$

де A і B – параметри, які уточнюються методом найменших квадратів за даними експерименту.

Для лінійних залежностей знаходження параметрів A і B не викликає ускладнень, так як розрахункові формули для їх знаходження загальновідомі.

На рис. 2.17...2.20 представлені графіки залежностей температури в контрольних точках (1...4) випускного клапана на режимах з $n=1600 \text{ хв}^{-1}$ та $n=1800 \text{ хв}^{-1}$.

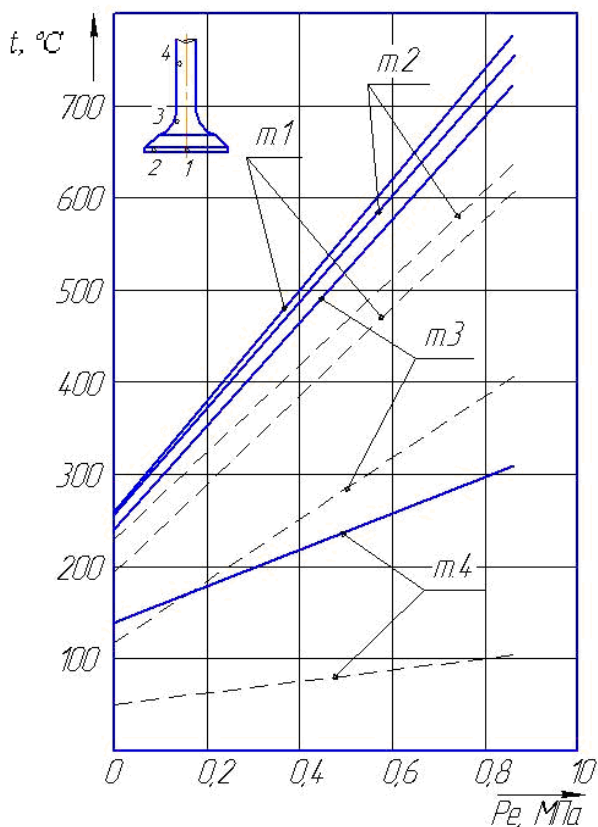


Рисунок 2.17 – Залежність температури випускного клапана від навантаження, $n = 1600 \text{ хв}^{-1}$, $p_{II} = 0,1 \text{ МПа}$:
 ————— – серійний;
 ————— – охолоджуваний

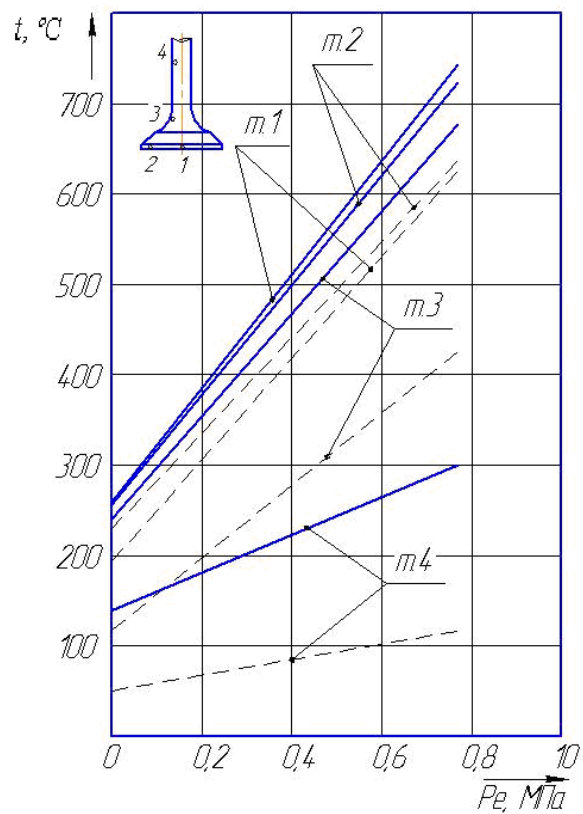


Рисунок 2.18 – Залежність температури випускного клапана від навантаження, $n = 1800 \text{ хв}^{-1}$, $p_{II} = 0,1 \text{ МПа}$:
 ————— – серійний;
 ————— – охолоджуваний

Розглядається серійний варіант та варіант з охолодженням для різних значень надлишкового тиску повітря p_{II} від 0,1 до 0,3 МПа. На рис. 2.17 і 2.18 графіки зміни температури охолоджуваного клапана (штрихова лінія) суміщені з відповідними графіками для серійного варіанта, що дозволяє не лише відзначити відмінність в температурах для двох варіантів, але й спостерігати певні закономірності в нагріванні клапанів при збільшенні навантаження.

В ході експерименту контролювались також температура охолоджуючого повітря на вході в ГЦ t_{II} , та температура відпрацьованих газів на виході з циліндра t_T , яка дозволяє приблизно оцінити зниження температури відпрацьованих газів перед турбіною, внаслідок розбавлення їх охолоджуючим повітрям.

Розглянемо вплив тиску p_{II} на температурне поле охолоджуваного клапана. При значенні $p_{II} = 0,1 \text{ МПа}$ (температура $t_{II} = 23 - 25 \text{ }^{\circ}\text{C}$) характер зміни

температури в контрольних точках для серійного і охолоджуваного клапанів майже однаковий. Так для режимів з $n = 1600 \text{ хв}^{-1}$ (рис. 2.17) зниження температури Δt при навантаженні, близькому до номінального ($p_e = 0,773 \text{ МПа}$), по контрольним точкам склало: точка 1 – $157 \text{ }^\circ\text{C}$; точка 2 – $114 \text{ }^\circ\text{C}$; точка 3 – $180 \text{ }^\circ\text{C}$; точка 4 – $180 \text{ }^\circ\text{C}$. При зниженні навантаження до режимів холостого ходу спостерігається певне послаблення ефекту охолодження Δt : точка 1 – $64 \text{ }^\circ\text{C}$; точка 1 – $35 \text{ }^\circ\text{C}$; точка 3 – $115 \text{ }^\circ\text{C}$; точка 4 – $75 \text{ }^\circ\text{C}$. Швидкості зростання температури в точках 1 і 2 для серійного і охолоджуваного варіантів близькі і залежно від навантаження в середньому складають $\approx 500 \text{ }^\circ\text{C/МПа}$. Швидкість для точки 3 охолоджуваного клапана склала $\approx 300 \text{ }^\circ\text{C/МПа}$, проти $450 \dots 460 \text{ }^\circ\text{C/МПа}$ на серійному клапані. Для точки 4 в зоні стрижня клапана теплообмінні процеси протікають повільніше ($150 \text{ }^\circ\text{C/МПа}$ – серійний клапан, $50 \text{ }^\circ\text{C/МПа}$ – охолоджуваний). Зміна частоти обертання до $n = 1800 \text{ хв}^{-1}$ не вносить суттєвих змін в характер теплообмінних процесів (рис. 2.18).

Використання повітряного охолодження вносить також якісні зміни в температурне поле клапана. Так, якщо для більшості серійних конструкцій випускних клапанів, незалежно від типу двигуна, а також для клапанів з натрієвим охолодженням (див. рис. 2.1) температура в центральній частині тарілки (точка 1) вище, ніж в зоні опорної фаски (точка 2), то для охолоджуваного клапана спостерігається обернене. Внаслідок інтенсивного охолодження центральної частини порожнистої тарілки напрямленим повітряним потоком, температура в центрі тарілки стає нижчою, ніж в зоні опорної фаски (в середньому на $20 \dots 25 \text{ }^\circ\text{C}$), що засвідчує більший вплив тепловідведення з охолоджуючим повітрям у порівнянні з тепловідведенням через сідло клапана.

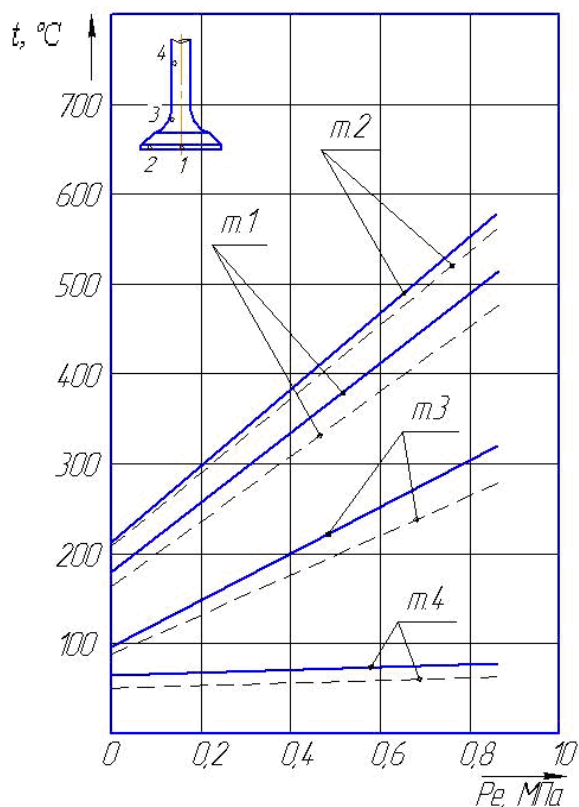


Рисунок 2.19 – Залежність температури охолоджуваного клапана від навантаження, $n = 1600 \text{ хв}^{-1}$:

————— – тиск охолоджувача ($p_{II}=0,2 \text{ МПа}$);
 - - - - - – тиск охолоджувача ($p_{II}=0,3 \text{ МПа}$)

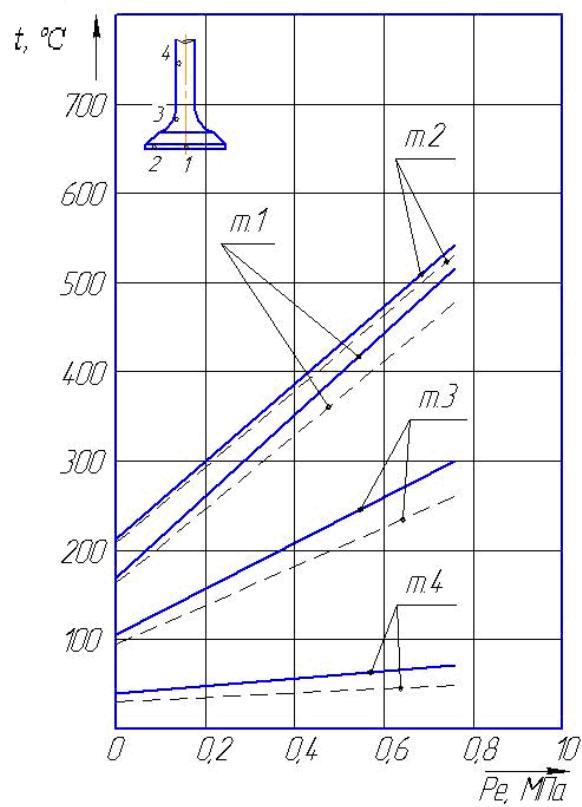


Рисунок 2.20 – Залежність температури охолоджуваного клапана від навантаження, $n=1800 \text{ хв}^{-1}$:

————— – тиск охолоджувача ($p_{II}=0,2 \text{ МПа}$);
 - - - - - – тиск охолоджувача ($p_{II}=0,3 \text{ МПа}$)

Подальше збільшення тиску охолоджувача до $p_{II} = 0,2 \text{ МПа}$ та $p_{II} = 0,3 \text{ МПа}$ підсилює ефект охолодження (рис. 2.19 та 2.20). При цьому максимальне зниження температури у порівнянні з серійним клапаном маємо також на режимах, близьких до номінальних. Саме цей режим ($n = 1600 \text{ хв}^{-1}$, $N_e = 59 \text{ кВт}$) був обраний для побудови залежностей змін температури в контрольних точках від тиску охолоджувача p_{II} (рис. 2.21).

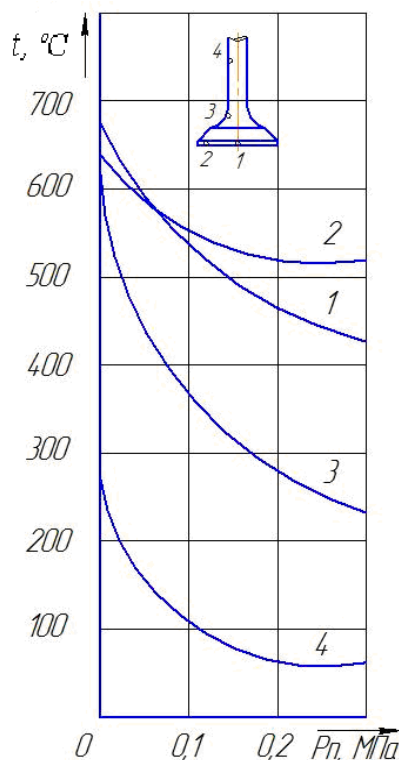


Рисунок 2.21 – Залежність температури охолоджуваного клапана від тиску охолоджувача ($n = 1600 \text{ хв}^{-1}$, $N_e = 59 \text{ кВт кВт}$)

Неохолоджуваному клапану в даному випадку відповідає тиск $p_{\Pi} = 0$. Для всіх контрольних точок найбільше зниження температури маємо при переході від $p_{\Pi} = 0$ до $p_{\Pi} = 0,1 \text{ МПа}$. Подальше збільшення тиску, наприклад, від $0,2$ до $0,3 \text{ МПа}$ знижує температуру по контрольним точкам в середньому на $25 \dots 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Таким чином, найбільш раціональними значеннями тиску для конкретної конструкції клапана є $p_{\Pi} = 0,1 \dots 0,15 \text{ МПа}$. Відзначимо, що зафіксоване в експерименті максимальне падіння температури при значеннях $p_{\Pi} = 0,3 \text{ МПа}$ склало: точка 1 – $215 \text{ }^{\circ}\text{C}$; точка 2 – $150 \text{ }^{\circ}\text{C}$; точка 3 – $300 \text{ }^{\circ}\text{C}$; точка 4 – $220 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Зафіксоване зниження температури відпрацьованих газів Δt_{Γ} , внаслідок перетікання охолоджуючого повітря у випускний тракт, при максимальному значенні тиску $p_{\Pi} = 0,3 \text{ МПа}$ було в межах $20 \dots 25 \text{ }^{\circ}\text{C}$, а на режимах з $p_{\Pi} = 0,10 \dots 0,15 \text{ МПа}$ зниження Δt_{Γ} склало $8 \dots 10 \text{ }^{\circ}\text{C}$, що не може суттєво погіршити показники компресора.

Перехідні режими. Закон зміни температури клапана t від часу на режимах скидання – накидання навантаження задається формулою

$$t = t_K - (t_K - t_{II})e^{-k\tau}. \quad (2.16)$$

Формула (2.16) містить три постійних параметри, які необхідно визначити за даними експерименту: t_{II} , t_K – відповідно температури на початку і в кінці процесу; k – показник експоненти. Для знаходження зазначених параметрів і побудови емпіричної формули виду (2.16) була використана методика, наведена в роботі [25]. Методика використовує метод найменших квадратів при розв’язанні системи лінійних рівнянь і дозволяє, зокрема, побудувати емпіричну формулу для функціональної залежності будь-якого складного виду, а не лише для простих лінійних, степеневих та інших залежностей, для яких на основі того ж методу найменших квадратів отримані розрахункові формули.

В табл. 2.3 містяться результати експериментального моделювання теплового стану серійного клапана на деяких, як приклад, перехідних режимах скидання–накидання навантаження, а також отримані за методикою [25] емпіричні формули. На рис. 2.22 та 2.23 наводяться відповідні графіки зміни температур в точках 1 і 4.

Таблиця 2.3 – Результати моделювання теплового стану випускного клапана на перехідних режимах скидання – накидання навантаження ($n = 800 \text{ хв}^{-1}$ Ъ $N_e = 66,3 \text{ кВт}$, $n = 1800 \text{ хв}^{-1}$)

Т-ра точки $t, ^\circ\text{C}$	Час перехідного процесу накидання навантаження τ , с											Емпірична формула
	0	10	20	30	60	90	120	189	240	300	360	
1	189	226	328	416	551	602	627	620	633	634	638	$670 - (670 - 159) \cdot e^{-0,0239\tau}$
2	186	268	399	468	564	600	617	612	618	620	624	$629 - (629 - 171) \cdot e^{-0,033\tau}$
3	163	207	307	407	509	557	578	577	581	581	584	$597 - (597 - 137) \cdot e^{-0,0266\tau}$
4	95	105	158	200	274	265	275	270	273	271	274	$279 - (279 - 76) \cdot e^{-0,030\tau}$
Т-ра точки $t, ^\circ\text{C}$	Час перехідного процесу скидання навантаження τ , с											Емпірична формула
	0	10	20	30	60	90	120	189	240	300	360	
1	638	615	564	507	365	296	252	212	195	192	189	$172 - (172 - 667) \cdot e^{-0,0149\tau}$
2	624	569	496	441	324	271	238	208	196	191	189	$174 - (174 - 632) \cdot e^{-0,0168\tau}$
3	584	555	513	469	344	273	226	186	170	166	163	$166 - (166 - 606) \cdot e^{-0,0139\tau}$
4	274	263	232	202	150	131	118	104	98	96	95	$82 - (82 - 283) \cdot e^{-0,030\tau}$

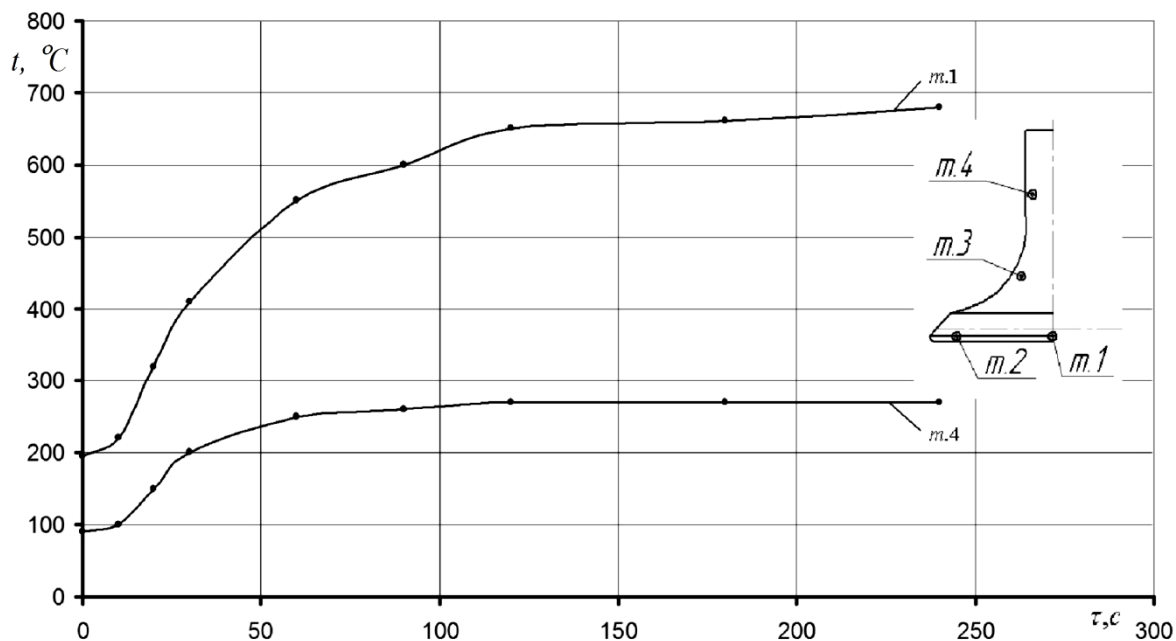


Рисунок 2.22 – Зміна температури в контрольних точках серійного клапана при накиданні навантаження ($n = 800 \text{ хв}^{-1} \rightarrow N_e = 66,3 \text{ кВт}, n = 1800 \text{ хв}^{-1}$)

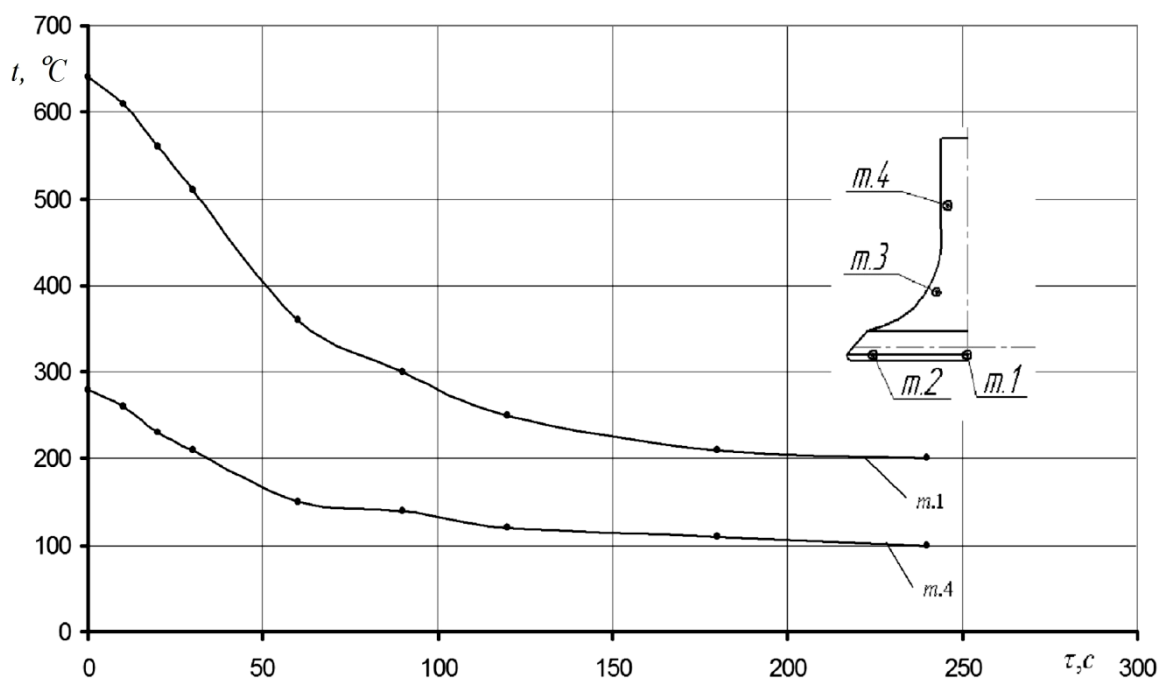


Рисунок 2.23 – Зміна температури в контрольних точках серійного клапана при скиданні навантаження ($N_e = 66,3 \text{ кВт}, n = 1800 \text{ хв}^{-1} \rightarrow n = 800 \text{ хв}^{-1}$)

Важливу роль в ідентифікації розроблених математичних моделей нестационарного ТНС випускного клапана, уточненні ГУ задачі теплопровідності та

в побудові відповідних управляючих функцій для моделювання перехідних режимів відіграють також проведені експерименти для часткових режимів. Реальні температурні поля, отримані на цих режимах, дозволяють уточнити проміжні між режимами холостого ходу і номінальним значення коефіцієнтів тепловіддачі і результуючої температури, що значно спрощує в подальшому побудову управляючих функцій. У зв'язку зі складним характером процесів конвективного теплообміну в клапанному вузлі, локальним характером теплообміну (наприклад, пара «сідло – клапан»), а також залежністю зазначених процесів від багатьох конструктивних та експлуатаційних факторів, які можуть мати суттєві відмінності для різних типів ДВЗ, ГУ також можуть мати значні розходження. В даному випадку суттєву роль у побудові коректної ММ відіграє саме моторний експеримент з термометрією деталей клапанного вузла.

2.3 Оцінка теплового стану клапанного вузла

Важливим етапом при розробці конструкцій перспективних ДВЗ з високим рівнем форсування є вибір раціонального способу охолодження, зокрема і локального, найбільш теплонапружених деталей КЗ. До таких, безумовно, можна віднести деталі випускного клапанного вузла та ГЦ. Термометрія ГЦ на експлуатаційних режимах також дозволяє визначити критичні зони деталі, в яких внаслідок термоутрати прогресує розвиток тріщин. Тріщини в зоні міжклапанної перетинки – найбільш розповсюджений дефект ГЦ, який за результатами аналізу, проведеного на ремонтних підприємствах становить близько 75 % [26, 27].

Проблема підвищення надійності і поліпшення температурного стану міжклапанної перетинки, сідла випускного клапана в проведеному нами дослідженні вирішується, головним чином, за рахунок використання ЛО. При цьому розглядаються як усталені режими навантаження, так і перехідні, характерні в умовах експлуатації автотракторних дизелів.

Метою дослідження є оцінка теплового стану зони міжклапанної перетинки ГЦ і сідла випускного клапана, оцінка ефективності ЛО. Отримані дані використовуються для уточнення ГУ стаціонарної і нестационарної задач теплопровідності, а також для уточнення ММ ТНС клапанного вузла.

Об'єктом дослідження в даному випадку був форсований швидкохідний дизель СМД-23 (4ЧН12/14, $N_e = 117$ кВт, $n = 2000$ хв⁻¹) з експериментальною системою ЛПО випускного клапанного сідла. Ескізи дообробки ГЦ під установку термодпар та для підведення стиснутого повітря представлені відповідно на рис. 2.24 та 2.25. В системі ЛПО охолоджуюче повітря від автономного компресора підводиться до кільцевої порожнини, утвореної проточкою в сідлі і тілом ГЦ, обтікає ззовні сідло і виходить в випускний тракт через три наскрізні отвори (рис. 2.25). Експериментальна система ЛПО сідла, по аналогії з системою охолодження самого випускного клапана, також включала пристрій РГ-40 для вимірювання витрати повітря через систему, розширювальний бачок з термометром ТСМ і манометром для контролю параметрів стисненого повітря на вході в ГЦ.

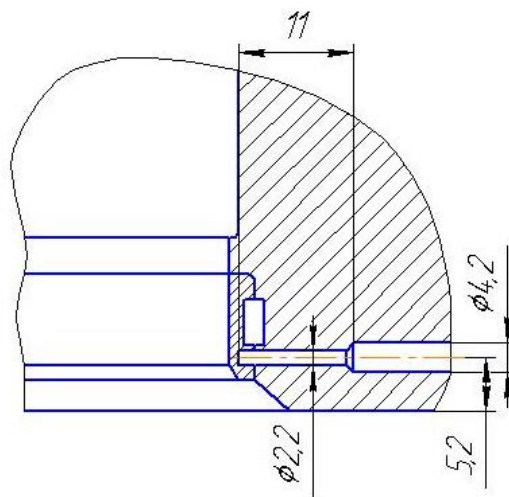


Рисунок 2.24 – Дообробка ГЦ для встановлення термодпар в сідлі

Хромель-алюмелеві термодпари в тілі ГЦ встановлювались за допомогою дистанційних нарізних втулок. Втулка з термодпарою вгвинчувалась ззовні в

глухий отвір в днищі головки і герметизувалась в ньому термостійкою композицією. Термопари розміщувались на відстані від 1 до 7 мм (уточнено в дужках) до поверхні днища ГЦ, схема розміщення термопар наведена на рис. 2.26.

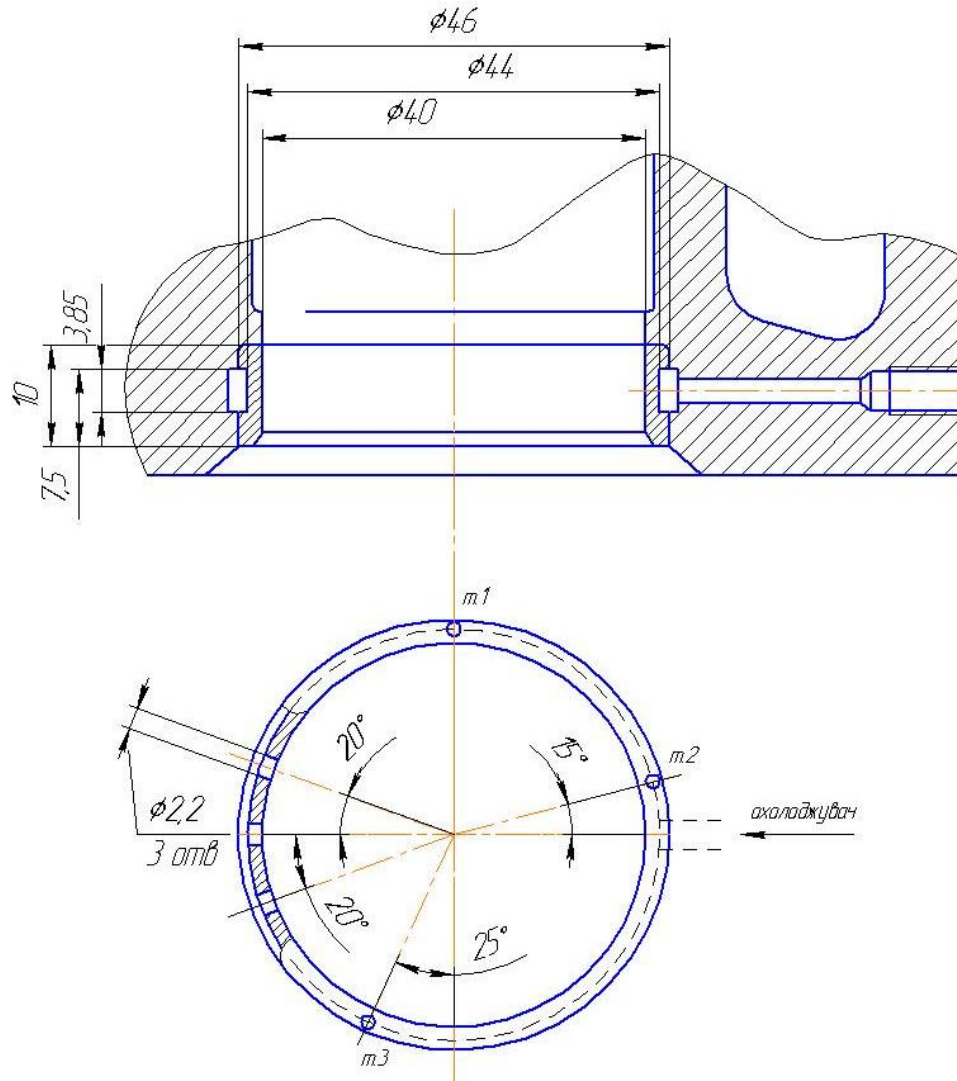


Рисунок 2.25 – Дообробка ГЦ для підведення охолоджувача до сидла

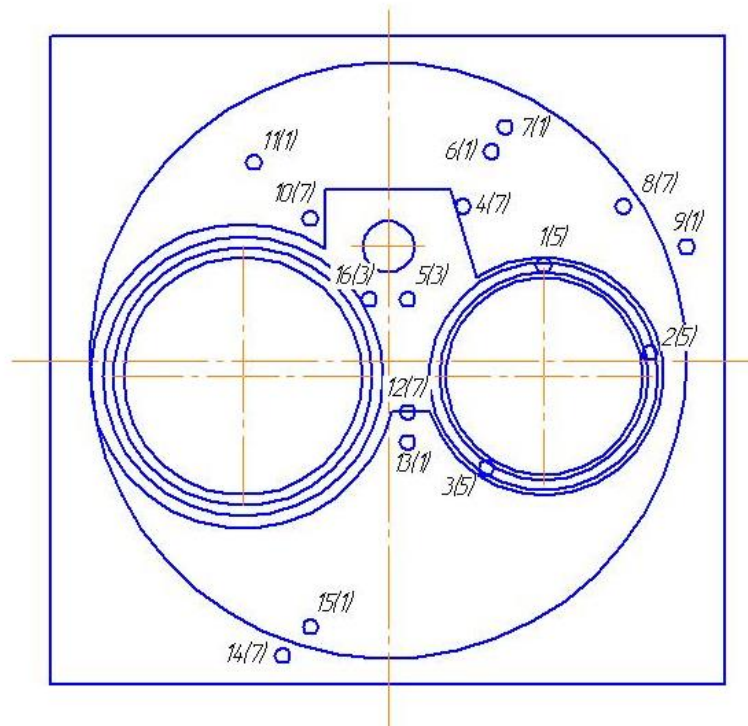


Рисунок 2.26 – Схема розміщення термопар

Реєстрація температур здійснювалась за допомогою тензометричного комплексу СИИТ-3 з додатковим пристроєм для термометрії [21]. Крім температур в контрольних точках 1...16, визначались також температура охолоджуючого повітря t_{Π} та його надлишковий тиск p_{Π} на вході в ГЦ, а також витрати повітря G_{Π} . Етапи підготовки моторного експерименту та його проведення детально розглядаються в роботах [28, 29].

Випробування двигуна з системою ЛПО сідла випускного клапана проводились по навантажувальній характеристиці для усталених режимів з $n = 1600 \text{ хв}^{-1}$ та $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$. Надлишковий тиск охолоджуючого повітря p_{Π} змінювався при цьому в межах 0,15...0,20 МПа.

Проводилась також термометрія ГЦ і сідла без його охолодження (неохолоджуваній варіант). В цьому випадку в наскрізні отвори в тілі сідла вставлялися металеві пробки, які герметизували кільцеву порожнину з охолоджуючим повітрям. В табл. 2.4 представлені результати термометрії сідла випускного клапана на стаціонарних режимах навантажувальної характеристики.

Таблиця 2.4 – Результати термометрії сідла випускного клапана, °C

№ термопари	p_e , МПа, $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$			
	0,31	0,5	1,0	1,13
Серійний варіант				
1	158	196	261	282
2	151	198	263	280
3	161	207	281	304
Охолоджуваний варіант, $p_{\Pi} = 0,15 \text{ МПа}$				
1	131	173	228	257
2	124	159	218	231
3	143	176	243	267
Охолоджуваний варіант, $p_{\Pi} = 0,20 \text{ МПа}$				
1	105	159	218	244
2	96	129	194	206
3	123	168	231	253

№ термопари	p_e , МПа, $n = 1600 \text{ хв}^{-1}$			
	0,39	0,74	1,07	1,33
Серійний варіант				
1	145	178	217	246
2	143	175	214	233
3	146	195	228	258
Охолоджуваний варіант, $p_{\Pi} = 0,15 \text{ МПа}$				
1	113	15	179	218
2	113	134	151	177
3	129	157	188	211
Охолоджуваний варіант, $p_{\Pi} = 0,20 \text{ МПа}$				
1	104	133	165	197
2	91	120	139	162
3	109	138	172	206

Як слідує з наведених результатів, температури в контрольних точках сідла на номінальному режимі дизеля СМД-23 з $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$ в середньому на 35...50 °C вищі, ніж на режимі максимального крутного моменту з $n = 1600 \text{ хв}^{-1}$. На всіх досліджуваних режимах теплового стану сідла, незважаючи на порівняно незначні його габаритні розміри, спостерігається певний температурний перепад по периметру в межах 15...20 °C. Це можна пояснити конструктивними особливостями ГЦ, наближенням до контрольної зони порожнин охолодження, випускного та впускного каналів. Помітно впливає на розподіл температур в охолоджуваних варіантах розташування підвідного каналу зі стисненим повітрям відносно сідла. Саме в точці 2, найбільш наближеній до нього, спостерігається найбільше зниження температури, гірше охолоджуються віддалені точки 1 і 3.

Охолоджуючий ефект проявляється на всіх режимах і складає на режимах з $p_{\Pi} = 0,15 \text{ МПа}$ в середньому 25...50 °C, а на режимах з $p_{\Pi} = 0,20 \text{ МПа}$ відповідно 35...75 °C. Слід зазначити, що ефект, досягнутий на експериментальній системі ЛПО, не є максимально можливим. Подальше зниження температур

можна очікувати за рахунок удосконалення геометричних параметрів відповідних каналів, зниження гідравлічного опору системи ЛПО, раціонального розміщення каналів відносно сідла. Значно знижує ефект та обставина, що охолоджуюче повітря в даному випадку витікає безпосередньо у випускний тракт, зазнаючи протидію випускних газів, які мають значний надлишковий тиск. Більш ефективнішою може бути транзитна система ЛПО сідла, відокремлена від випускного тракту. Експеримент довів також можливість впливати на розподіл температур по периметру, розташовуючи певним чином підвідний канал відносно сідла.

Для розробки нестационарної ММ клапанного вузла не менш важливими є результати, отримані в ході моторного експерименту при моделюванні перехідних режимів скидання–накидання навантаження. Досліди проводились без підведення і з підведенням охолоджувача. При цьому тиск охолоджувача становив $p_{\text{п}} = 0,2$ МПа, навантаження змінювалося від 0 до 115 кВт на режимі з $n = 2000$ хв⁻¹ і від 0 до 100 кВт на режимі з $n = 1600$ хв⁻¹. На рис. 2.27 приведені результати термометрії сідла випускного клапана на режимах скидання–накидання навантаження з $n = 2000$ хв⁻¹.

Температура в контрольних точках сідла фіксувалась через кожні 5 с перехідного процесу від його початку і до стабілізації температурного режиму. Тривалість перехідних процесів наближалася до 10 хв. При цьому ефект охолодження для окремих точок змінювався від 40 до 70 °С, витрати охолоджувача $G_{\text{п}}$ на досліджуваних режимах були близькими до витрат, зафіксованих для випускного клапана (табл. 2.2) і змінювалися від 3,5 до 5,2 м³/год.

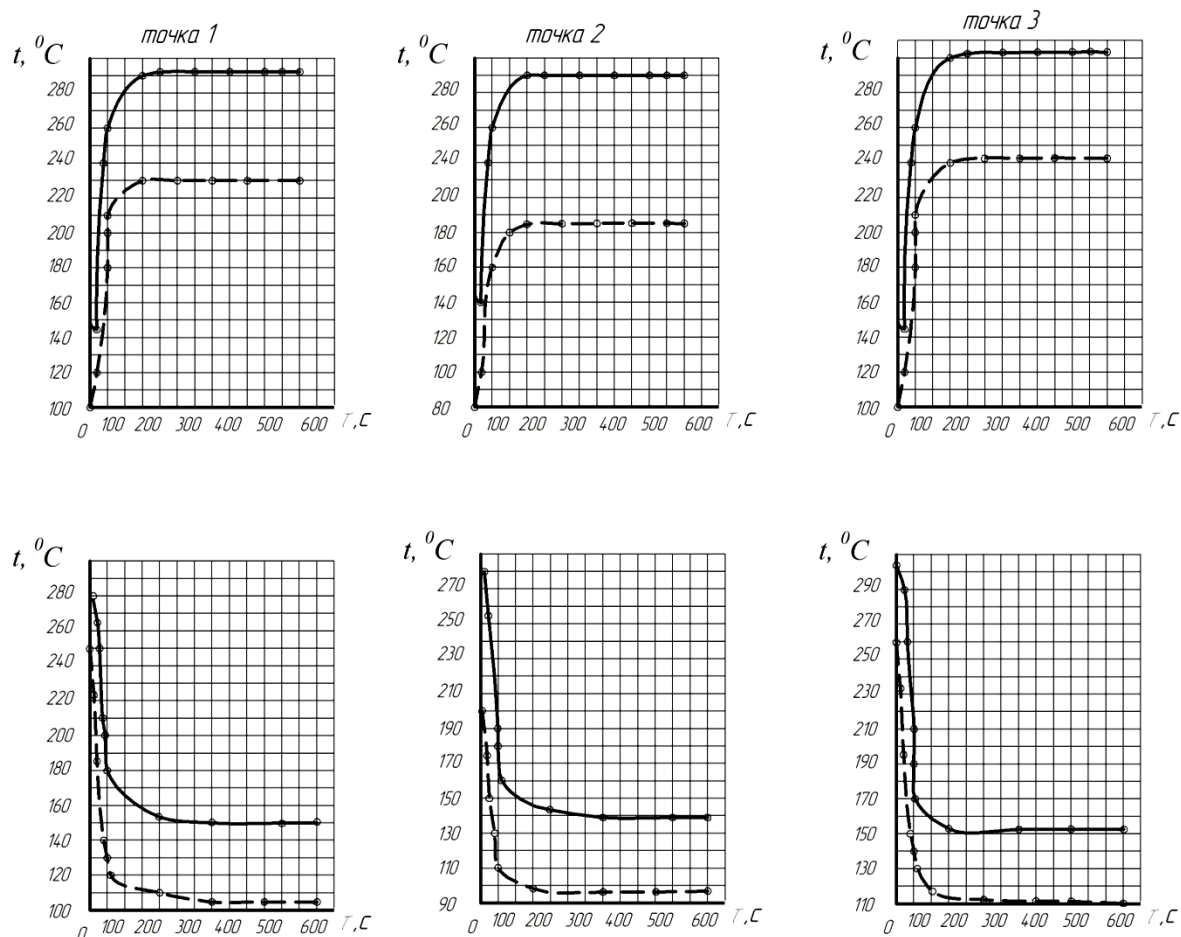


Рисунок 2.27 – Динаміка зміни температури в контрольних точках 1, 2, 3
 випускного клапанного сидла на перехідних режимах
 $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$ Ї $N_e = 115 \text{ кВт}$, $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$:

————— — без охолодження; ----- — з охолодженням

2.4 Дослідження теплообмінних процесів в спряженні «клапан–напрямна втулка»

Випробування були підготовлені і проведені на моторному стенді дизеля СМД-18Н з експериментальною системою ЛПО випускного клапанного вузла 4-ого циліндра. Дослідження мали комплексний характер і вирішували наступні задачі:

– уточнення розрахункової вузлової моделі клапанного вузла, визначення ГУ задачі теплопровідності для спряження «стрижень клапана – напрямна втулка» на основі експериментальних температурних полів прямої втулки і клапана;

– визначення впливу ЛПО напрямної втулки і стрижня клапана на тепловий стан клапанного вузла, кількісна оцінка ефективності запровадження системи ЛПО з урахуванням відповідних енергетичних витрат на її функціонування;

– визначення характеру переміщень стрижня клапана відносно напрямної втулки, оцінка таких факторів, як зміна зазорів в спряженні по висоті втулки залежно від режиму навантаження, наявність відпрацьованих газів в зазорі та їх тиск;

– оцінка впливу заданих в холодному стані діаметральних зазорів в спряженні, а також теплофізичних властивостей матеріалу напрямної втулки на теплообмінні процеси.

При підготовці експерименту було використано досвід проведення аналогічних досліджень [9, 14, 19], з основними результатами проведеного випробування можна також ознайомитись, скориставшись публікацією [30].

Підготовка експерименту включала дообробку серійних чавунних та бронзової (сплав БрАЖ 9-4) напрямних втулок та випускних клапанів. При цьому в напрямних втулках передбачалося розміщення по висоті трьох індуктивних датчиків для контролю відносних радіальних переміщень стрижня клапана в трьох поясах, а також трьох термопар. На зовнішній бічній поверхні охолоджуваних втулок, крім того, нарізався гвинтовий канал для циркуляції охолоджувача – стисненого повітря з системи ЛПО. На рис. 2.28 представлено схему дообробки серійної неохолоджуваної напрямної втулки під установку термопар і індуктивних датчиків при підготовці моторного експерименту.

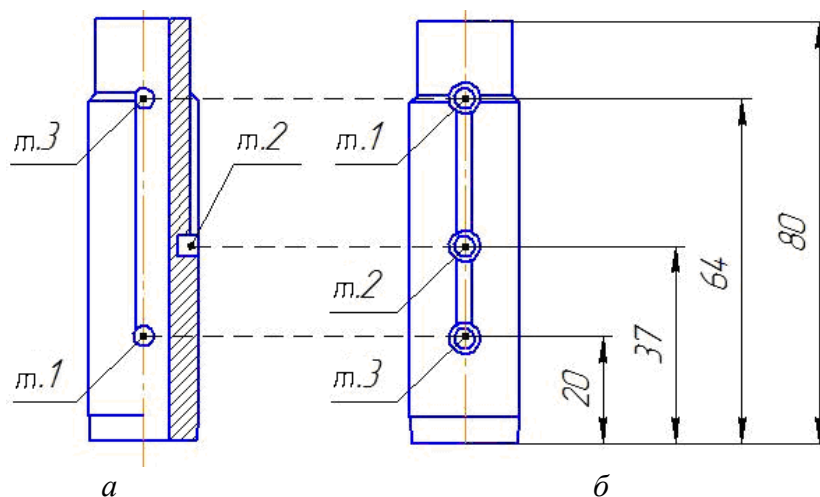


Рисунок 2.28 – Дообробка напрямної втулки:
а – розміщення індуктивних датчиків;
б – розміщення термопар

На всіх дослідних випускних клапанах встановлювалися по чотири хромель-алюмелеві термопари, причому три з них по стрижню клапана, як показано на схемі (рис. 2.29). Для охолоджуваного варіанта клапана в верхній частині стрижня було виконано осьовий канал діаметром 6 мм, який доповнювався радіальними отворами в нижній і в верхній частині стрижня відповідно для підведення і витікання охолоджувача. Основний канал зі сторони верхньої торцевої поверхні стрижня закривався нарізною пробкою з фіксацією на герметику. Для термометрії всіх дослідних варіантів напрямних втулок та випускних клапанів застосовувались хромелеві і алюмелеві електроди діаметром 0,2 мм, діаметр «гарячого» спаю становив 0,7 мм. Для фіксації термопар на клапані застосовувались нарізні пробки, а в напрямній втулці кульки спаю термопар закарбовувались в заготовлені глухі отвори на бічній поверхні напрямної втулки і заливалися розплавленим свинцем, ізолювані електроди укладалися у профрезерованому вертикальному пазі і фіксувалися спеціальним цементом.

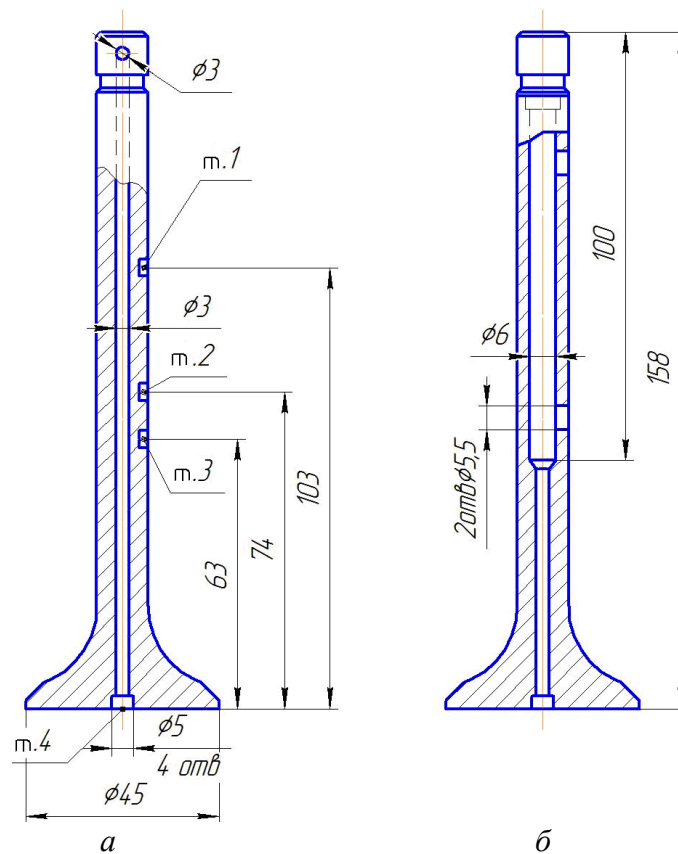


Рисунок 2.29 – Дообробка випускних клапанів:
 а – під установку термопар;
 б – для підведення охолоджувача

В експерименті одночасно визначалися температури випускних клапанів і напрямних втулок для 3-го і 4-го циліндрів. Охолоджувач, як і при дослідженні випускних клапанів, підводився лише до випускного клапанного вузла 4-го циліндра. Для передачі сигналу від термопар на випускних клапанах використовувалися переривчасті струмознімачі (див. рис. 2.12).

Крім індуктивних датчиків на напрямній втулці, встановлених в площині перекладки клапана зі сторони випускного колектора для контролю радіальних переміщень, на тарілках клапанів 3-го і 4-го циліндрів були встановлені індуктивні датчики вертикального переміщення (ходу) клапана. Положення колінчастого вала відслідковувалося датчиком ВМТ індуктивного типу. Вихідний сигнал від датчиків після підсилення (тензометричний підсилювач 8АНЧ) надходив до двопробного запам'ятовуючого осцилографа К-121. Графіки переміщень фіксувалися на фотопapіp (ширина 120 мм, довжина 25 м), довжина кадру

складала 2,5 м, що забезпечувало достатню кількість повторень процесу перекладки клапана при швидкості протяжки 2,5 м/с.

Попереднє тарування індуктивних датчиків проводилося з використанням тарувального пристрою – стрижня з циліндричною та конічними поверхнями, обробленими з високою точністю. Додаткова проміжна втулка, у яку входив стрижень, забезпечувала достатню співвісність стрижня і напрямної втулки. Переміщення конуса стрижня відносно напрямної втулки і датчика, встановленого в контрольній зоні, змінювало величину радіального проміжку і відповідного сигналу датчика. Для уточнення масштабу осцилограм додатково проводився моторний експеримент з «холодною» прокруткою двигуна без подачі палива. На рисунку 2.30 наведено фрагмент осцилограм з графіками радіальних переміщень, зафіксованих за допомогою індуктивних датчиків 1...3 на напрямній втулці.

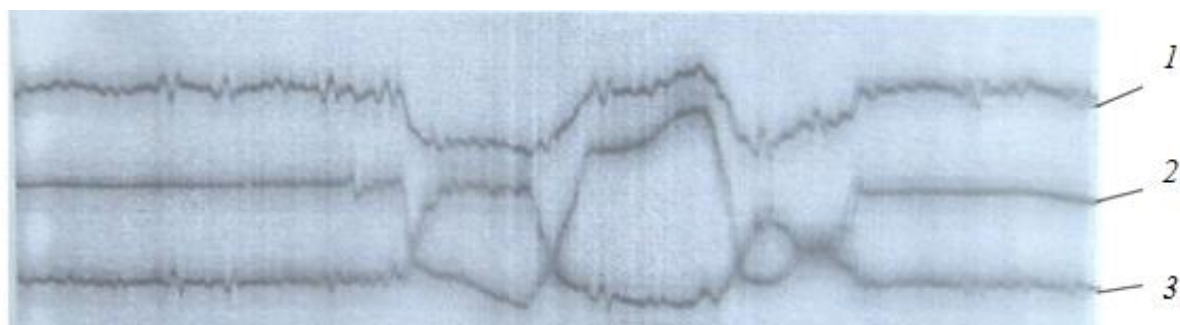


Рисунок 2.30 – Осцилограма радіальних переміщень стрижня клапана:
1-3 – сигнали від індуктивних датчиків

Осцилограми знімалися для окремих режимів навантажувальної характеристики з $n = 1600 \text{ хв}^{-1}$. За відомим масштабом осцилограм визначалися радіальні зазори при відкритому положенні клапана в точках 1...3 напрямної втулки, а також діаметральні зазори δ . На рис. 2.31 наведено графіки змін діаметральних зазорів в перетинах напрямної втулки в залежності від навантаження. Номінальний діаметральний зазор в холодному стані для даного спряження склав $\delta = 0,08 \text{ мм}$.

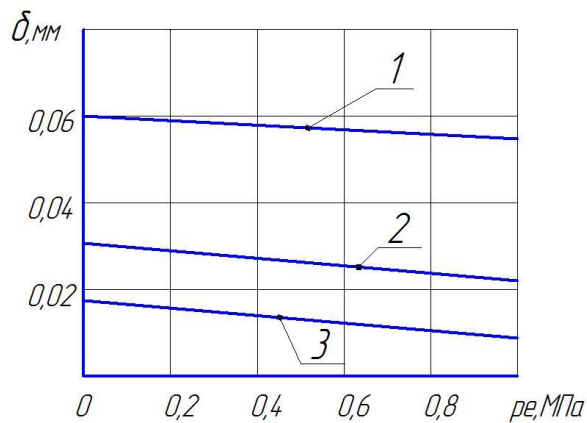


Рисунок 2.31 – Зміни діаметрального зазору в спряженні «клапан-втулка», зафіксовані в контрольних точках втулки 1, 2, 3.

Таким чином, отримавши з експерименту реальну динаміку зміни зазорів як в радіальному, так і в осьовому напрямках в залежності від режиму навантаження, можна більш обґрунтовано призначити ГУ або ж розрахувати термічний опір для цього спряження.

Для надійної роботи клапанного вузла важливими є умови змащення стрижня клапана в напрямній втулці. При цьому характер розподілу масляного прошарку по висоті втулки повинен також обов'язково враховуватись при визначенні теплопровідності середовища, яке заповнює проміжок між стрижнем і втулкою. На характер розподілу масляного прошарку може впливати такий фактор, як тиск відпрацьованих газів у випускному тракті, у який виходить напрямна втулка випускного клапана, а також тиск охолоджуючого повітря, яке перетікає між охолоджуваним клапаном і втулкою. З метою уточнення рівня тиску відпрацьованих газів в проміжку спряження p_{Γ} була проведена наступна експериментальна оцінка.

На одному з варіантів дослідних втулок, а саме на бічній поверхні бронзової втулки, в нижній її частині було виконано наскрізний отвір в стінці діаметром 4 мм на відстані 20 мм від нижнього торця втулки. Отвір в стінці втулки сполучає проміжок спряження, заповнений відпрацьованими газами, з каналом на бічній поверхні втулки, який утворений сталлюю тонкостінною трубкою діаметром 2,4 мм, закарбованою в профрезерований вертикальний паз. Стальна

трубка сполучається зі зразковим пружинним манометром з діапазоном вимірювання від 1 до 1,5 кгс/см². На рис. 2.32 представлені графіки зміни тиску відпрацьованих газів p_r в контрольній зоні спряження і у випускному тракті $p_{вг}$ на режимах з $n = 1600$ хв⁻¹. Для спряження з бронзовою втулкою номінальний діаметральний зазор становив $\delta = 0,18$ мм. Тиск в нижній частині спряження змінюється в межах від 0,010 до 0,036 МПа, і при даному рівні форсування зазначений фактор може себе проявляти лише в нижній частині напрямної втулки.

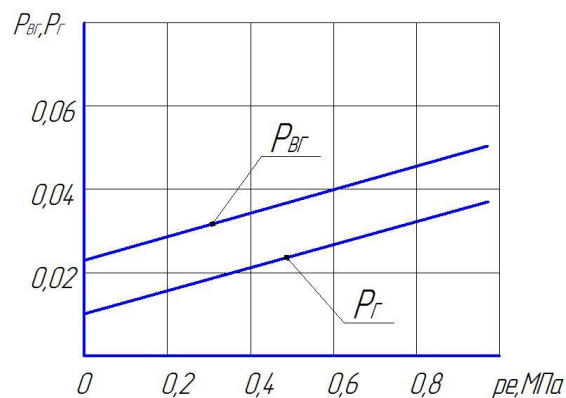


Рисунок 2.32 – Зміни тиску відпрацьованих газів в спряженні «клапан – втулка» (p_r) і у випускному тракті $p_{вг}$

Термометрія випускних клапанів та напрямних втулок виконувалася на експлуатаційних режимах дизеля СМД-18Н від холостого ходу до режиму максимального крутного моменту при $n = 1600$ хв⁻¹. Дослідження передбачало визначення теплового стану вузла для комбінацій: серійний клапан – серійна втулка; серійний клапан – охолоджувана втулка; охолоджуваний клапан – серійна втулка; охолоджуваний клапан – охолоджувана втулка. Визначався також тепловий стан бронзової втулки зі збільшеним внутрішнім діаметром ($\delta = 0,18$ мм). Тиск охолоджувача змінювався в межах від 0,1 до 0,3 МПа.

По результатам проведеної термометрії можна зробити такі основні висновки.

Використання ЛО стрижня випускного клапана (варіант охолоджуваний клапан – серійна втулка) суттєво вплинуло лише на тепловий стан саме стрижня клапана (рис. 2.33). Так для режимів з $p_{п} = 0,1$ МПа зниження температури

при навантаженні, близькому до номінального у контрольних точках (див. рис. 2.29) склало: точка 1 – 40 °С, точка 2 – 125 °С, точка 3 – 80 °С, точка 4 – майже без змін (на рис. 2.33 не показана). Подальше збільшення тиску охолоджувача від 0,1 до 0,3 МПа дає додаткове зниження температур: точка 1 – 17 °С, точка 2 – 36 °С, точка 3 – 68 °С. При цьому витрати охолоджувача G_{Π} зростають від 6,4 м³/год до 7,6 м³/год. Збільшення тиску також майже не впливає на температуру тарілки (точка 4), яка зменшилася лише на 8...10 °С. Максимальне зниження температури серійної втулки за рахунок охолодження лише стрижня клапана не перевищувало 8...10 °С (точка 2 втулки).

Охолодження напрямної втулки при роботі з серійним клапаном на режимах з $p_{\Pi} = 0,1$ МПа і максимальним навантаженням (рис. 2.34) не дало помітного поліпшення теплового стану втулки: точка 1 – 14 °С, точка 2 – 15 °С, точка 3 – 16 °С. На режимах з тиском охолоджувача $p_{\Pi} = 0,3$ МПа у порівнянні з неохолоджуваним варіантом зниження склало: точка 1 – 37 °С, точка 2 – 30 °С, точка 3 – 30 °С. Витрати охолоджувача залежно від тиску змінювалися в межах від 2,3 до 3,2 м³/год. Охолодження самої втулки майже не вплинуло на тепловий стан стрижня клапана.

Максимальний ефект зі зниження температури при одночасній циркуляції охолоджувача як через стрижень клапана, так і уздовж бічної поверхні напрямної втулки ($p_{\Pi} = 0,3$ МПа) склав по точкам клапана: точка 1 – 35 °С, точка 2 – 52 °С, точка 3 – 80 °С. Одночасне підключення до системи ЛПО двох охолоджуючих контурів збільшило витрати охолоджувача до 8,5...9,2 м³/год при мінімальному зниженні температури найбільш теплонапруженої частини тарілки клапана лише на 15 – 20 °С.

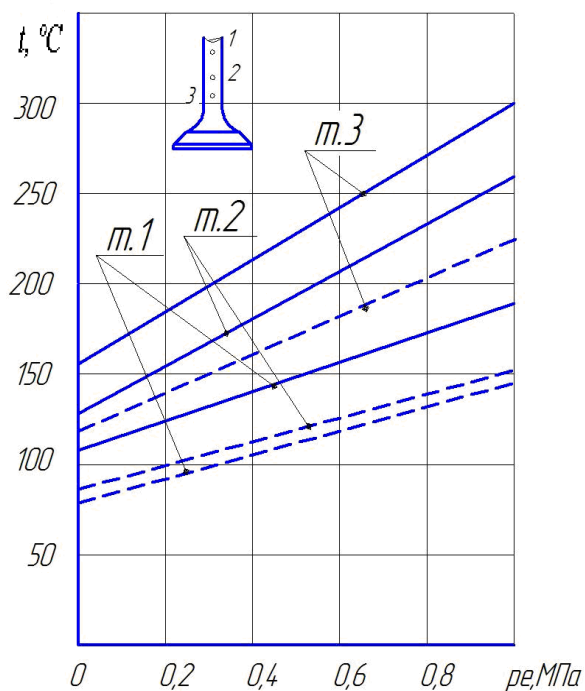


Рисунок 2.33 – Тепловий стан стрижня клапана (охолоджуваний клапан – серійна втулка)

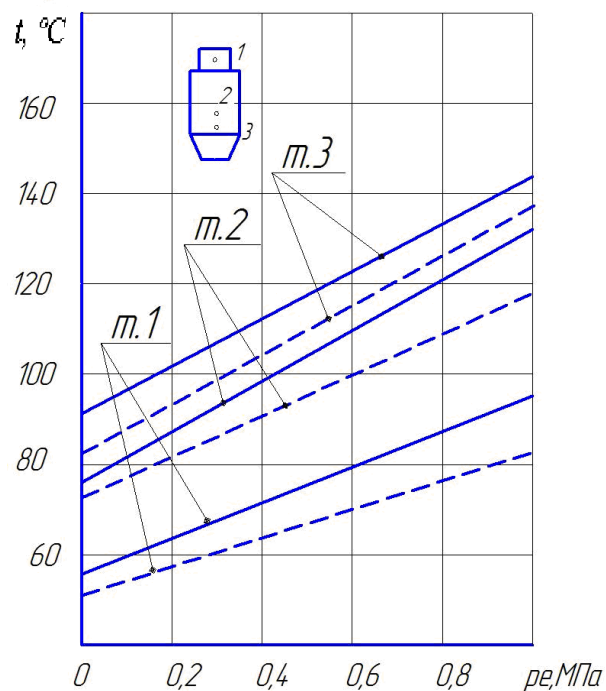


Рисунок 2.34 – Тепловий стан прямої втулки (серійний клапан - охолоджувана втулка)

Таким чином, система ЛПО в такому конструктивному виконанні, як показали проведені моторні дослідження, не вирішує в цілому проблему поліпшення ТНС випускного клапана, головним чином його найбільш теплонапруженої частини – тарілки. В той же час досягнуте значне зниження температури стрижня клапана і, як наслідок, зменшення його температурного розширення може мати практичне використання зі звуженням діапазону номінальних зазорів в sprzęженні клапан–втулка для зниження витрат мастила на вигорання, поліпшення умов змащення, уповільнення процесів зношення стрижня клапана і прямої втулки.

Заслужують на увагу також результати дослідження теплового стану неохолоджуваної бронзової втулки. Бронзові прямі втулки успішно використовуються в конструкціях провідних вітчизняних (КП ХКБД – дизелі ДТ) і зарубіжних (Volkswagen, BMW, Mercedes) виробників, незважаючи на певне збільшення собівартості деталі. При цьому до переваг бронзових сплавів можна віднести поліпшення умов тертя в парі бронза–сталь, краще тепловідведення від бронзової втулки в ГЦ внаслідок більшого майже в 2,5 рази коефіцієнта те-

плопровідності ($\lambda = 77 \text{ Вт/(м·К)}$) у порівнянні з чавунними втулками. Підвищена теплопровідність сприяє також вирівнюванню температур і стабілізації зазору по висоті втулки, що позитивно позначається на умовах зношення. Проведений експеримент [30] підтвердив перелічені переваги.

2.5 Використання безмоторних експериментів для оцінки ефективності ЛО

Безмоторні експерименти при дослідженні теплового і напружено-деформованого стану деталей КЗ успішно використовувалися багатьма вітчизняними і зарубіжними дослідниками. Так проф. Г. Б. Розенбліт на безмоторних стендах вивчав вплив параметрів масляного охолодження на тепловий стан поршня дизеля Д100 [9]. З цією метою поршень, препарований термopарами, поміщався в соляний розчин з температурою до 900°C і нагрівався таким чином до експлуатаційних температур. Через поршень прокачувалося мастило, контролювались його параметри на вході і виході, а також його витрати. Таким чином, були отримані залежності теплового стану поршня, кількості відведеної з охолоджувачем теплоти від швидкості охолоджувача, близькій до реальної на працюючому двигуні. Подальші випробування були проведені на прозорій моделі днища поршня, виготовленій з органічного скла в масштабі 1:1. Через модель прокачувалося мастило при змінних параметрах на вході, моделювались і візуально досліджувались особливості гідромеханічних процесів в масляних порожнинах поршня та при його охолодженні. Отримані результати використовувалися при розробці конструкцій поршня з циркуляційним охолодженням [9].

На кафедрі ДВЗ НТУ «ХПІ» під керівництвом проф. Шеховцова А. Ф. та проф. Абрамчука Ф. І. розроблено ряд оригінальних стендів для фізичного моделювання процесів накопичення пошкоджень в деталях КЗ тракторних та комбайнових ДВЗ [7, 8].

Зокрема, для дослідження матеріалів деталей КЗ таких ДВЗ, враховуючи специфіку їх експлуатаційних режимів, було створено безмоторний стенд для

випробувань на термомеханічну втому і тривалу міцність. В умовах зразка моделювались аперіодичні теплові навантаження деталей КЗ для перехідних процесів дизеля, а також періодичні тепломеханічні навантаження від сил тиску газів та коливань температури.

В дослідженні [31] фізичне моделювання процесів накопичення пошкоджень на реальному поршні було також проведено на безмоторному стенді, особливістю якого були: локальне підведення теплоти до його днища; локальне кероване відведення теплоти за рахунок ЛО поршневих кілець.

2.5.1 Моделювання теплового стану днища ГЦ автотракторного дизеля

Дослідження мали за мету уточнення ГУ задачі теплопровідності для ділянок теплообмінної поверхні каналів та порожнин системи ЛПО, які безпосередньо розміщувались в зоні міжклапанної перетинки. Необхідність проведення такого дослідження можна пояснити наступним.

Міжклапанна перетинка ГЦ функціонує під впливом значних температурних градієнтів, які створюються порівняно «холодним» сідлом впускного клапана та нагрітим відпрацьованими газами сідлом впускного клапана. Зниження градієнтів можливо за рахунок локального, певним чином організованого і регульованого повітряного охолодження цієї зони. Охолодження сидла впускного клапана при цьому збільшує тепловідведення від самого клапана, поліпшується тепловий стан клапанного вузла в цілому. В багатьох випадках лише безмоторний експеримент надає можливість отримати достовірну інформацію щодо ТНС деталі. У даному випадку безмоторний експеримент доповнював моторний, опис якого наведено в підрозділі 2.3 навчального посібника.

Для проведення експерименту було розроблено безмоторний стенд, основними елементами якого стали фрагмент серійної блочної ГЦ дизеля СМД-23Н, представлений на рис. 2.35, та індивідуальна ГЦ дизеля КаМАЗ-740, представлена на рис. 2.36.

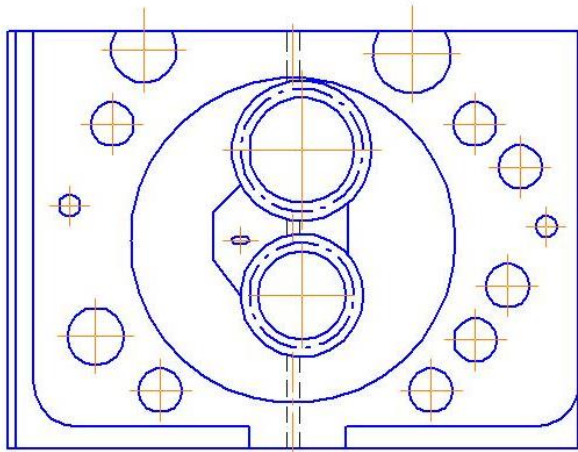


Рисунок 2.35 – Дослідний фрагмент ГЦ



Рисунок 2.36 –ГЦ дизеля КаМАЗ-740 з термопарами

Фрагмент, як і індивідуальна ГЦ, має складну внутрішню конфігурацію, містить впускний і випускний канали, а також порожнини для охолоджуючої рідини. Вогневе днище фрагменту має товщину 10 мм, товщина бокових стінок змінюється від 6 до 8 мм, матеріал фрагменту – СЧ 21- 40. Отвори для підводу охолоджуючої рідини зі сторони днища та бокова поверхня відсіченої частини були закриті сталевими пластинами і додатково ущільнені термостійким герметиком. На моделях (фрагмент, індивідуальна ГЦ) збережено впускний і випускний клапанні вузли, тобто напрямні втулки, сидла, клапанні пружини, які утримують клапани в закритому положенні. Фрагмент ГЦ містить канал підводу охолоджуючого повітря безпосередньо до сидла випускного та сидла впускного клапанів, канал перетинає днище в поперечному напрямку. Фрагмент оснащено шістьма термопарами, встановленими на відстані 3...5 мм від поверхні днища. Схема розміщення термопар на днищі фрагменту приведена на рис. 2.37. Схема підводу охолоджувача до індивідуальної ГЦ та розміщення термопар на її днищі показана на рис. 2.38.

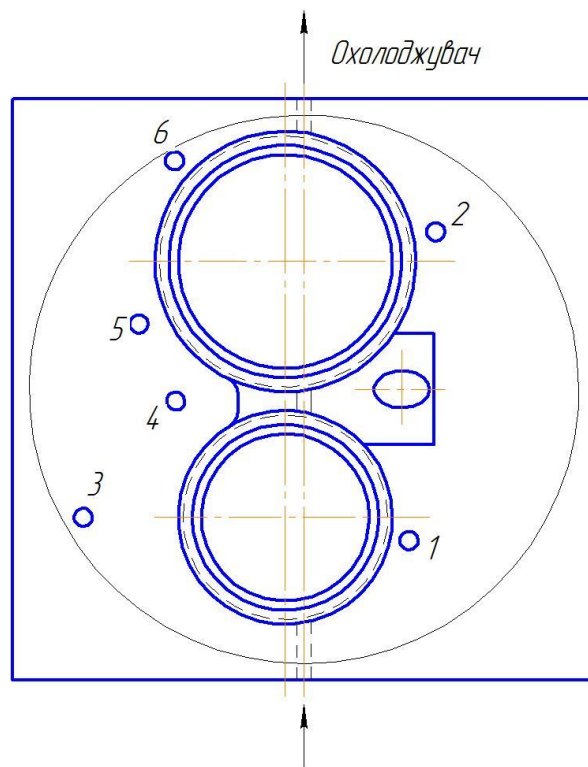


Рисунок 2.37 – Схема розміщення термопар на днищі фрагменту ГЦ дизеля СМД-23Н

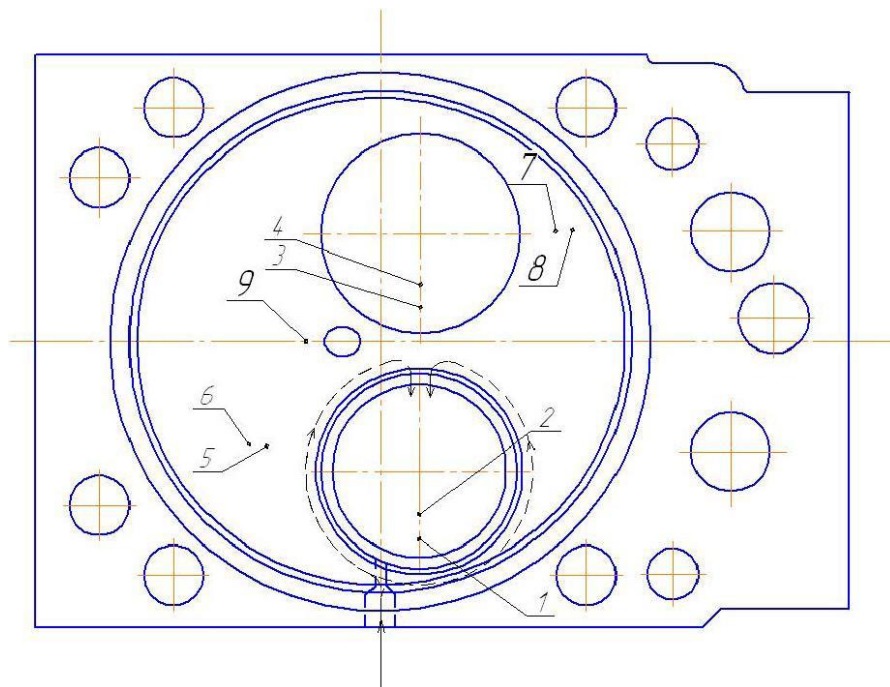


Рисунок 2.38 – Схема розміщення термопар на днищі ГЦ дизеля КаМАЗ-740

Безмоторний стенд (рис. 2.39) включає фрагмент ГЦ (індивідуальну ГЦ) 1, препарований термопарами 2 і укомплектований ресивером–глушником 3.

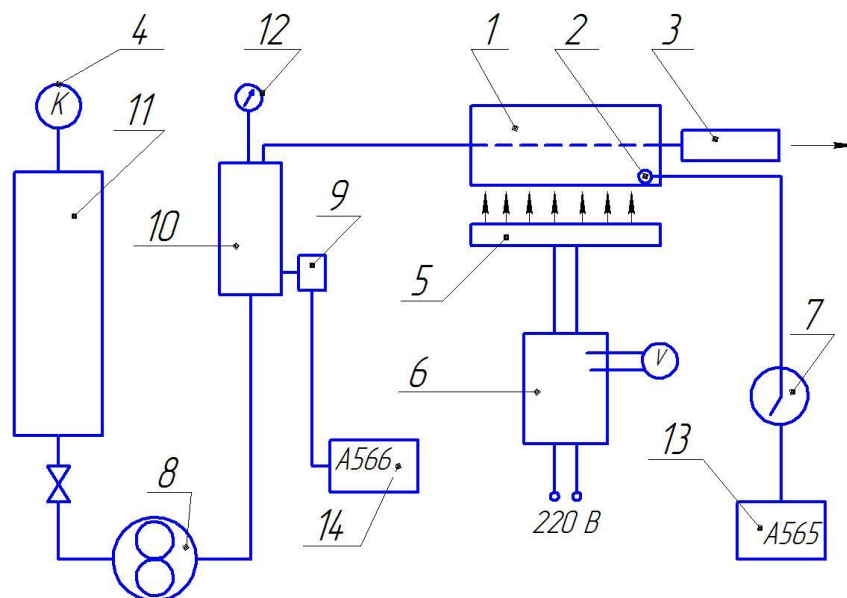


Рисунок 2.39 – Схема безмоторного стенду

Фрагмент за допомогою повітропідвідних трубопроводів підключається до повітряного компресора 4. Нагрівання фрагменту 1 з термопарами 2 здійснюється за допомогою плавильної електропечі відкритого типу 5, підключеної до електромережі через автотрансформатор 6. На схемі також показані перемикач 7 термопар, витратомір охолоджуючого повітря 8, термометр опору 9 для визначення температури охолоджуючого повітря, ресивер 10 для стабілізації тиску на вході перед фрагментом ГЦ, ресивер 11 поршневого компресора, зразковий пружинний манометр 12 для контролю за тиском охолоджуючого повітря в системі ЛПО. Реєстрація сигналів від термопар 2 і термометра 9 здійснювалася відповідно приладами 13 та 14, як показано на схемі. Для визначення температури охолоджувача на виході з системи ЛПО скористались ртутним термометром зі шкалою до 200 °C (на схемі не показано).

Досліди проводяться наступним чином. Фрагмент ГЦ 1 підігрівається до заданого теплового стану за допомогою плавильної електропечі 5. При цьому вже відомим з моторних експериментів є рівень максимальних температур днища ГЦ в залежності від режиму роботи двигуна. Фрагмент ГЦ опирається в досліді на штатну прокладку ГЦ, що сприяє більш рівномірному підведенню теплоти до поверхні вогневого днища.

Температурний режим нагрівання ГЦ встановлюється і підтримується зміною вихідного напруження автотрансформатора 6 таким чином, щоб температурне поле вогневого днища було максимально наближеним до реального температурного поля ГЦ, отриманого в ході моторного експерименту на певному режимі навантаження. Моделювалися номінальні теплові режими, характерні для роботи дизеля 4ЧН12/14 та дизеля КаМАЗ-740, а також деякі часткові.

Стиснене повітря під тиском p_{Π} , створеним поршневим компресором 4 (рис. 2.39), надходить в ресивер 10 і далі, охолоджуючи сідла клапанів та міжклапанні зони, перетинає фрагмент ГЦ і виходить в атмосферу. Така схема системи ЛПО визнана оригінальною та захищена патентом України на корисну модель [32]. Надлишковий тиск повітря в системі ЛПО регулювався в межах 0,1...0,3 МПа, витрата повітря оцінювалась витратоміром РГ-40. Діаметр підвідного каналу в тілі днища ГЦ становив 4 мм, вісь каналу проходила на відстані 6 мм від поверхні днища.

Для проведення термометрії були використані хромель-алюмелеві термопари з діаметром провідника 0,2 мм, діаметр «гарячого» спаю – 0,7 мм. «Гарячий» спай встановлювався в різьбовому отворі на заданій відстані 3...5 мм від вогневої поверхні ГЦ та заливався розплавленим свинцем. Попередньо ізольовані провідники термопари фіксувалися в тілі ГЦ термостійким компаундом. Більш детально підготовка безмоторних експериментів розглядається в роботах [33, 34]. Окремі результати безмоторного моделювання теплового стану днища ГЦ з системою ЛПО представлені в табл. 2.5 та 2.6.

Випробування проводилися на режимах без подачі охолоджувача та з його подачею. Тиск охолоджувача p_{Π} при цьому змінювався в межах 0,1...0,3 МПа.

Таблиця 2.5 – Результати експериментального дослідження (фрагмент ГЦ дизеля СМД-23Н)

№ реж.	$t_{п},\text{ }^{\circ}\text{C}$	$p_{п},$ МПа	$G_{п},$ м ³ /год	Температура в контрольных точках, $^{\circ}\text{C}$					
				1	2	3	4	5	6
1	без охолодження			236	240	214	230	246	241
2	16	0,1	5,7	214	210	213	211	214	221
3	17	0,2	6,2	201	200	198	199	193	204
4	18	0,3	7,0	179	176	180	177	170	183

Таблиця 2.6 – Результати експериментального дослідження (ГЦ дизеля КаМАЗ-740)

№ реж	Температура в контрольних точках, $^\circ\text{C}$					Параметри охолоджуючого повітря			
	1	3	5	7	9	Тем-ра на вході, $^\circ\text{C}$	Тем-ра на виході з ГЦ, $^\circ\text{C}$	Тиск, МПа	Витрати, м ³ /год
1	277	275	220	204	226	без охолодження			
2	172	255	179	177	189	25	105	0,1	4,45
3	164	258	173	175	183	26,2	110	0,2	4,85
4	156	252	165	172	178	25,9	104	0,3	5,45

Для математичного моделювання нестационарного ТНС як деталей клапанного вузла, так і зони міжклапанної перетинки важливою є також інформація щодо характеру зміни теплового стану вогневого днища з системою ЛПО в часі. З цією метою на двох режимах ($p_{п} = 0,1$ МПа, $p_{п} = 0,3$ МПа) одночасно з визначенням параметрів охолоджувача через кожні 60 с від моменту його подачі і до стабілізації теплообмінних процесів фіксувалася температура в найбільш теплонапружених точках днища ГЦ КаМАЗ (точки 3, 4, 5, рис. 2.38). Зазначений експеримент мав також за мету і оцінку енергетичних можливостей самого компресора підтримувати постійний тиск на протязі тривалого (в межах, наприклад, форсованого режиму) проміжку часу. Результати дослідження представлені в табл. 2.7 для фрагменту ГЦ дизеля СМД-23Н та на рис. 2.40 для ГЦ дизеля КаМАЗ-740.

Таблиця 2.7 – Динаміка зміни температур в контрольних точках фрагменту ГЦ дизеля СМД-23Н, °С:

№ точки	Тривалість перехідного процесу, с ($p_{\Pi} = 0,1$ МПа)										
	0	60	120	180	240	300	360	420	480	540	600
3	239	230	211	204	204	200	194	191	191	190	181
4	208	200	199	199	197	196	195	193	194	191	187
5	242	221	215	212	209	204	202	197	197	196	192

№ точки	Тривалість перехідного процесу, с ($p_{\Pi} = 0,3$ МПа)										
	0	60	120	180	240	300	360	420	480	540	600
3	239	218	196	183	171	167	163	159	155	151	147
4	208	203	198	195	191	189	183	177	173	168	164
5	242	208	200	186	182	172	169	162	155	151	149

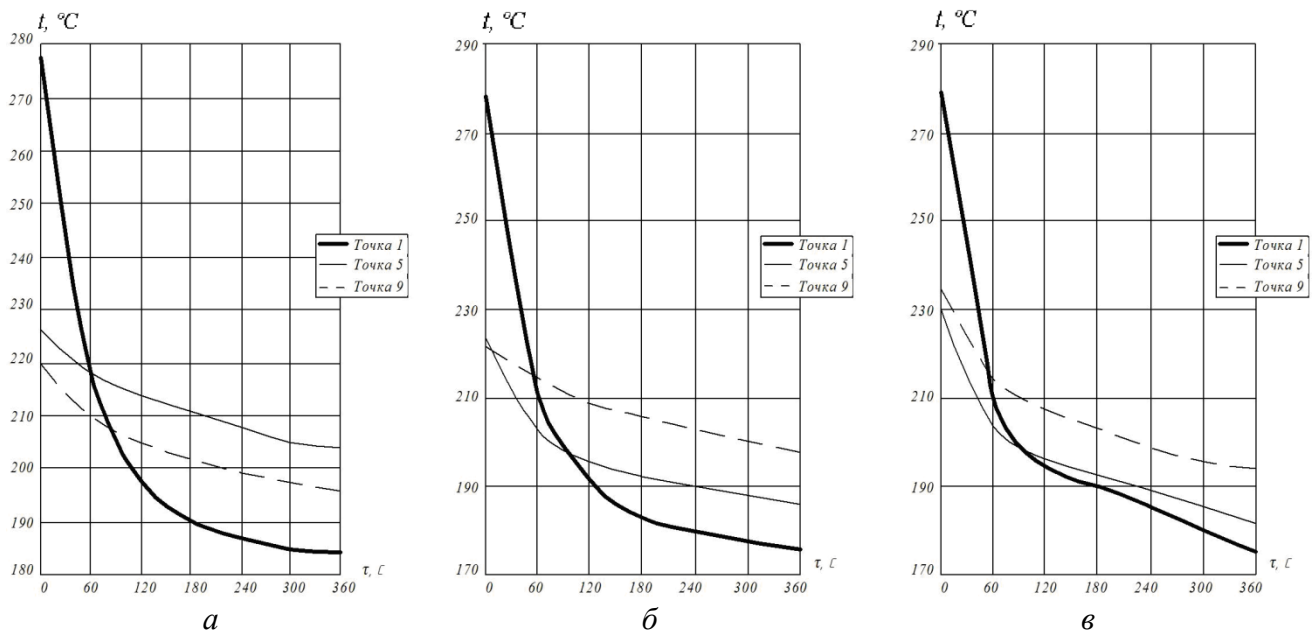


Рисунок 2.40 – Динаміка зміни температури в контрольних точках (т.1, т.5, т.9) ГЦ дизеля КаМАЗ-740:
 a – тиск $p_{\Pi} = 0,1$ МПа; $б$ – тиск $p_{\Pi} = 0,2$ МПа; $в$ – тиск $p_{\Pi} = 0,3$ МПа

2.5.2 Моделювання теплового стану циліндрової гільзи тракторного дизеля

Метою експериментального етапу дослідження [35] була оцінка ефективності ЛО циліндрової гільзи стисненням повітрям, визначення енергетичних витрат для створення циркуляції охолоджувача, а також практична оцінка динаміки зміни температури верхнього пояса гільзи від моменту підведення охолоджувача.

Як показав проведений аналіз літературних джерел, для охолодження найбільш термічно напруженої, верхньої зони циліндрових гільз на судових і

тепловозних ДВЗ використовується система перетічних каналів і отворів, розташованих між порожниною охолодження блока циліндрів, буртом та циліндровою кришкою. Такі рішення неприйнятні для автотракторних дизелів, які відрізняються суттєво меншою розмірністю, габаритними розмірами, в переважній більшості блочною конструкцією головок циліндрів. Крім того, можливі проблеми з ущільненням газового стику в зоні додаткових перетічних каналів між блоком і головкою циліндрів.

Об'єкт експериментального дослідження – циліндрова гільза дизеля СМД-18Н. Моделювався номінальний режим цього дизеля ($N_e = 73,6$ кВт, $n = 1800$ хв⁻¹). Оцінка ефективності ЛО була проведена на безмоторному стенді, конструкція якого детально розглядається в роботі[36]. Для утворення проточної порожнини охолодження в зоні верхнього посадочного пояса серійної гільзи після попередньої механічної обробки на пояс по зовнішній поверхні було напресовано чавунний кільцевий бандаж з штуцерами для підведення і відведення стисненого повітря. Гільза була препарована п'ятьма хромель-алюмелевими термопарами, які рівномірно розміщувалися по висоті гільзи. Загальний вид до обробленої препарованої гільзи показано на рис. 2.41.

Нагрівання гільзи з виходом на усталений тепловий режим здійснювалося за допомогою плавильної печі з регулюванням напруги автотрансформатором. Встановлювалась таким чином експлуатаційна (за результатами моторних експериментів) температура верхнього пояса – 250...260 °С. Після чого в проточну порожнину подавалося стиснене повітря під надлишковим тиском $p_{\Pi} = 0,1$ МПа та $p_{\Pi} = 0,2$ МПа. Контролювалися також витрата повітря, його температури на вході в проточну порожнину та на виході з неї. Динаміка процесу оцінювалася за часом охолодження гільзи від початкових значень температур до певного температурного рівня для окремих контрольних точок (точки 1...3) в межах 100...150 °С.



Рисунок 2.41 – Загальний вигляд дослідної гільзи

Проведений безмоторний експеримент підтвердив ефективність ЛО гільзи для отримання заданого профілю температур по поверхні дзеркала гільзи і оптимізації таким чином умов змащення в спряженні «гільза – поршень». Так температура в найбільш нагрітій точці 1 зменшувалась від 260 °С до 150...160 °С вже через 3 хвилини від моменту подачі охолоджуючого повітря (рис. 2.42).

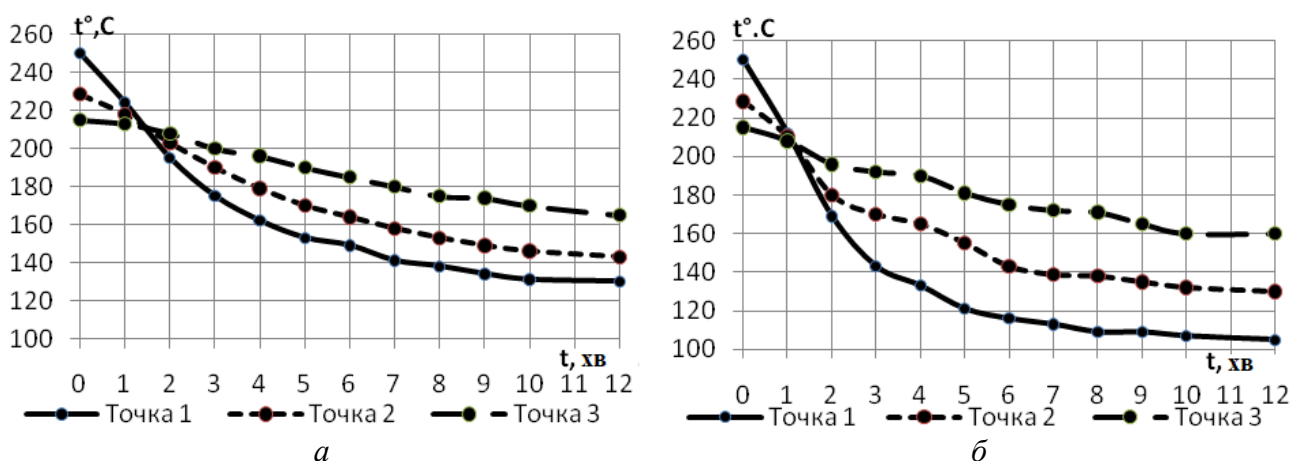


Рисунок 2.42 – Динаміка змін температури в контрольних точках гільзи при підведенні охолоджувача:

$a - p_{II} = 0,1 \text{ МПа}$; $б - p_{II} = 0,2 \text{ МПа}$

Отримані при проведенні безмоторного експерименту результати були використані в подальшому для уточнення ГУ задачі теплопровідності на охолоджувальних повітрях ділянках поверхні гільзи.

2.5.3 Моделювання теплового стану клапанного вузла тепловозного дизеля

Поліпшення ТНС випускних клапанів, що особливо важливо для високофорсованих, термічно і механічно навантажених тепловозних ДВЗ, досягається в більшості випадків заходами, направленними на зменшення експлуатаційних температур деталей клапанного вузла, температурних градієнтів в клапані. При цьому важливим є комплексний підхід при вирішенні поставленої проблеми, який в той же час можна практично реалізувати шляхом автоматичного підтримання, регулювання заданих температур не лише випускного клапана, а також і контактуючих з ним деталей вузла (сідло клапана, напрямна втулка).

В представленому дослідженні його об'єктом є клапанний вузол тепловозного дизеля 16ЧН25/27 (2Д70, 3Д70) та його модифікацій (Д80) виробництва ДП Завод ім. В. О. Малишева (м. Харків). Як показали проведені в останні роки на кафедрі ДВЗ НТУ «ХПІ» розрахункові та експериментальні дослідження, ефективним засобом поліпшення теплового стану вузла, підвищення надійності може стати ЛПО як окремої деталі, так і одночасно декількох деталей вузла у поєднанні з іншими конструктивними удосконаленнями та автоматизацією процесів охолодження в залежності від рівня термічного навантаження деталі на даному експлуатаційному режимі. При цьому також необхідно проаналізувати такі чинники як енергетичні витрати двигуна на функціонування системи ЛПО, пристосованість конструкції ДВЗ, зокрема циліндрової кришки, до розміщення додаткових каналів і порожнин для циркуляції стиснутого повітря. Важливим моментом для практичної реалізації системи ЛПО на двигуні серійного виробництва є також пристосованість локомотива до розміщення додаткового обладнання, зокрема повітряного компресора та привідних елементів.

Проведена на кафедрі ДВЗ НТУ «ХПІ» за участю магістрантів дослідницька робота по моделюванню теплового стану клапанного вузла тепловозного дизеля [37, 38] включала експериментальну і розрахункову частини.

Проведений безмоторний експеримент мав за мету уточнення ГУ задачі теплопровідності для випускного клапана на ділянках стрижня клапана, які контактують з напрямною втулкою за умови локального охолодження зовнішньої поверхні втулки стисненим повітрям. Крім визначення температури втулки в трьох контрольних точках, розміщених рівномірно по висоті втулки, визначалася, як і в раніше розглянутих дослідях, динаміка зміни температури в часі, витрати повітря через контур охолодження напрямної втулки. В цілому отримані результати експериментальних випробувань необхідні для розширення можливостей ММ ТНС випускного клапана середньообертового дизеля, а також можуть бути використані як вихідна, первинна інформація для розробки системи автоматичного регулювання температурного стану (САРТС) клапанного вузла з декількома контурами ЛО.

Важливість проведеного експерименту для уточнення ГУ зумовлена складністю розрахункового моделювання теплообмінних процесів в спряженні «стрижень клапана – напрямна втулка». Так, як зазначається в роботі [38], значення коефіцієнтів тепловіддачі в цьому спряженні можуть змінюватися по висоті втулки саме цього (Д70) тепловозного дизеля в дуже широких межах – від $250 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ до $2000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Такий широкий діапазон значень робить неможливим проведення уточненого математичного аналізу ТНС клапана. При цьому, як показав проведений експеримент, ЛО напрямної втулки має суттєвий вплив на теплообмін в цьому спряженні і також вимагає корегування ГУ.

Підготовка до безмоторного експерименту включала препарування серійної напрямної втулки та виготовлення вузла охолодження, в якому встановлювалася напрямна втулка і до якого підводилося стиснене повітря від компресора. Конструкція вузла також передбачала і розміщення контуру охолодження сидла клапана. На рис 2.43 представлено загальний вид дослідного вузла. Для

термометрії були використані чотири хромель-алюмелеві термопари з діаметром провідника 0,2 мм, діаметр «гарячого» спаю становив 0,7 мм. «Гарячий» спай встановлювався в наскрізному отворі, виконаному в стінці втулки, та заливався для фіксації олов'яно-свинцевим сплавом.



Рисунок 2.43 – Загальний вид дослідного вузла

На рис. 2.44 показано схему розміщення термопар на деталях (сідло, втулка) дослідного вузла.

Показано також розміщення сидла «плаваючого» типу, штуцерів підводу охолоджуючого повітря та розміщення термопар.

Для проведення безмоторного експерименту з термометрії сидла і прямої втулки було використано обладнання, яке вже використовувалося в безмоторних експериментах [33-35]. Відмінністю цього експерименту від раніше проведених було саме використання вузла охолодження, а також тестування розробленої на кафедрі ДВХ НТУ «ХПІ» САРТС.

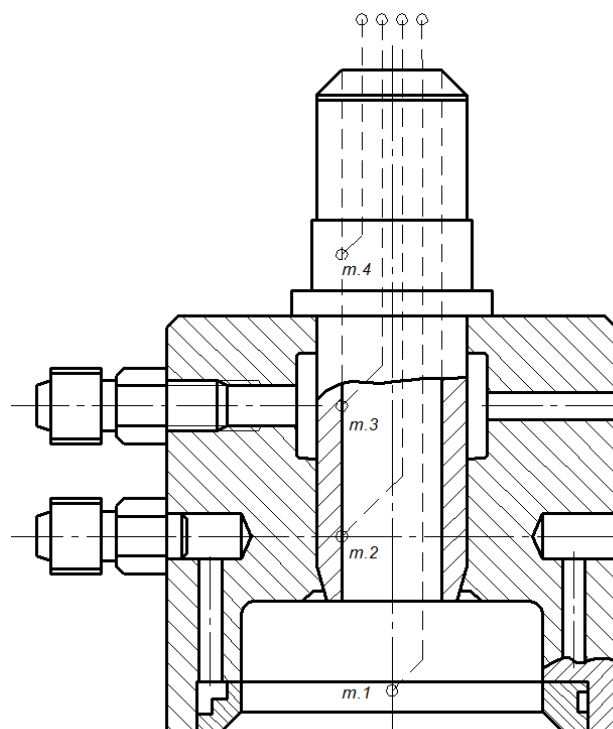


Рисунок 2.44 – Схема розміщення термопар

Детальніше зупинимося на особливостях цієї САРТС. В якості визначальної температури включення – виключення подачі стисненого повітря передбачається використання температури відпрацьованих газів, від якої, в свою чергу, залежать температури деталей клапанного вузла, зокрема сідла випускного клапана. В проведеному безмоторному експерименті задавались контрольні температури включення та виключення циркуляції охолоджувача (в нашому випадку – $190\text{ }^{\circ}\text{C}$ і $120\text{ }^{\circ}\text{C}$), по сигналу від термопари *1*, встановленої на сідлі. Включення та виключення подачі повітря в системі регулювання здійснювалось електромагнітним клапаном.

Безмоторний експеримент проводився в два етапи, відповідно з підведенням охолоджуючого повітря до контуру прямої втулки і до контуру сідла випускного клапана. В подальшому передбачалося провести випробування з одночасним включенням двох контурів. Режими експерименту призначалися за величиною надлишкового тиску повітря ($p_{\Pi} = 0,1 \dots 0,3\text{ МПа}$), втратами охолоджувача G_{Π} через кожний контур. Аналіз результатів дослідження наведено в

публікації [37]. Проведений експеримент засвідчив ефективність ЛПО. Суттєве зниження температур ($\Delta t = 60 \dots 70 \text{ }^{\circ}\text{C}$) при хорошій динаміці процесів тепловідведення як для прямої втулки, так і для сідла. При цьому витрати повітря змінювалися в залежності від тиску $p_{\text{п}}$ в межах $9,5 \dots 10,3 \text{ м}^3/\text{год}$ для контуру втулки і в межах $2,9 \dots 3,5 \text{ м}^3/\text{год}$ для контуру сідла. Безмоторний експеримент також підтвердив надійність розробленої САРТС клапанного вузла тепловозного дизеля.

2.5.4 Оцінка ефективності ЛО підшипника малорозмірного ТКР

Одним з шляхів поліпшення економічних і екологічних показників швидкохідних автотракторних дизелів є використання наддуву. При цьому в значній мірі підвищенню ККД агрегатів наддуву – малорозмірних турбокомпресорів сприяє зниження механічних витрат в підшипниковому вузлі ТКР, що в свою чергу досягається за рахунок стабільного змащування вузла, створення умов для ефективного тепловідведення від підшипника та від найбільш нагрітої частини ротора зі сторони турбінного колеса.

В той же час, як показують результати проведених експериментальних випробувань, а також досвід експлуатації турбокомпресорів на швидкохідних дизелях автотракторного типу, умови змащення підшипникового вузла можуть значно погіршуватися при різкому скиданні навантаження, аварійних зупинках дизеля, а також під час роботи на режимах з високим рівнем форсування і термічної напруженості. При зазначених умовах спостерігаються значні закиди температури ($\Delta t = 80 \dots 90 \text{ }^{\circ}\text{C}$) підшипника, перегрівання ротора, його деформація, що може привести до виходу ТКР з ладу. Рішенням означеної проблеми може стати ЛО підшипника стисненим повітрям, кероване, як і у розглянутих раніше випадках, в автоматичному режимі. Відповідна науково-дослідна робота (НДР) була також проведена на кафедрі ДВЗ НТУ «ХПІ» в останні роки і в цій роботі приймали участь студенти-магістранти кафедри. Результати проведеної НДР, зокрема її експериментальної частини, аналізуються публікації [39].

В безмоторному експерименті оцінювалася ефективність ЛО підшипника ковзання – бронзової моноштулки турбокомпресора ТКР-11Н. В серійному варіанті ТК підшипник встановлено в середньому корпусі ТК з зазором 60...107 мкм по зовнішньому діаметру. Зазори в спряженні «підшипник – вал ротора ТК» складають 20...99 мкм. Від обертання і вісьового переміщення підшипник зафіксовано упором, через який організовано підведення мастила до поверхонь тертя. Слід зазначити, що в окремих конструктивних варіантах цього ТКР для охолодження середнього корпусу застосовується рідинне охолодження, утворені додаткові порожнини і канали, сполучені з системою охолодження ДВЗ. Але при цьому виникають проблеми з ущільненням порожнин рідинного охолодження, зростають маса і габарити ТКР. Недоліком такого конструктивного рішення є також і те, що при раптовій, аварійній зупинці двигуна припиняється циркуляція охолоджуючої рідини, спостерігаються закиди температури підшипника, про які вже згадувалося. Кероване повітряне охолодження підшипника ТК дозволяє уникати такі погіршення в роботі підшипника і розширює межі використання ЛПО на двигуні.

Оцінка ефективності ЛПО підшипника ТК була проведена на безмоторному стенді, укомплектованому системою підведення стисненого повітря, нагрівальним пристроєм, вимірювальними приладами для визначення температур і витрат повітря [36, 37]. Оригінальним вузлом в даній комплектації був вузол підшипника, спеціально виготовлений для даного безмоторного випробування [39]. Загальний вид цього вузла представлено на рис 2.45.

Вузол складається з корпусу і кришки, в корпусі встановлено препаровану трьома термopами бронзову втулку-підшипник турбокомпресора ТКР-11Н. Між корпусом і зовнішньою поверхнею бронзової втулки утворена таким чином проточна порожнина. Порожнина ущільнена мідними кільцями, до неї через штуцер подається стиснене повітря. Хромель-алюмелеві термopари розміщені рівномірно по висоті втулки-підшипника, температура фіксувалась в цифровій формі за допомогою спеціально розробленого АЦП, а також паралеле-

льно контролювалась цифровим вольтметром А565. Визначалися параметри стисненого повітря – його температури та витрати через підшипниковий вузол.



Рисунок 2.45 – Загальний вид експериментального підшипникового вузла

Безмоторний експеримент проводився в два етапи [39]. На першому етапі ставилася задача оцінити ефективність повітряного охолодження підшипника при різкому скиданні навантаження і зупинці двигуна, що супроводжується закидом температури підшипника від прийнятних на усталеному номінальному режимі $110...120\text{ }^{\circ}\text{C}$ до критичних $170...190\text{ }^{\circ}\text{C}$. Оцінювалася, як і у раніше розглянутих прикладах, динаміка зменшення температури при підведенні до підшипника охолоджуючого повітря при значеннях його надлишкового тиску ($p_{\text{п}} = 0,1...0,3\text{ МПа}$), відповідні витрати $G_{\text{п}}$. Підшипник було розміщено вертикально в охолоджуваному вузлі, закид температури моделювався нагріванням нижньої торцевої частини підшипника-втулки до $170...190\text{ }^{\circ}\text{C}$ над плавильною піччю.

На рис 2.46 представлено графік зміни в часі температури підшипника в контрольній точці 1 від моменту підведення охолоджувача.

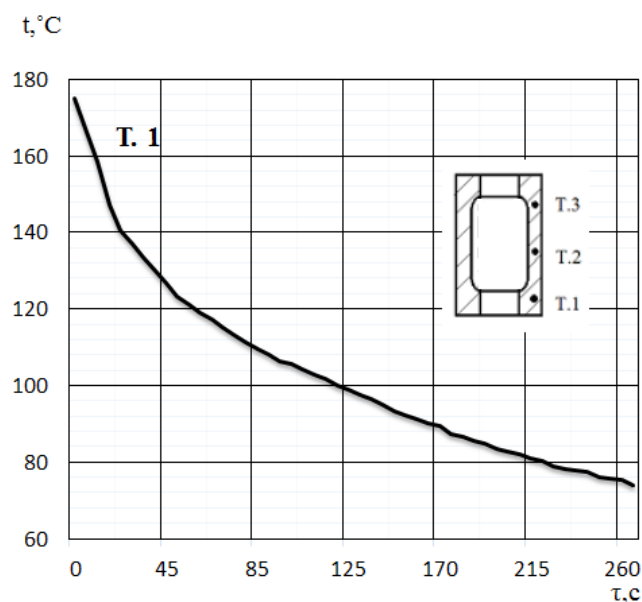


Рисунок 2.46 – Зміна температури підшипника в контрольній точці 1
($G_{\Pi}=5,1 \text{ м}^3/\text{год}$, $p_{\Pi}=0,3 \text{ МПа}$)

На другому етапі дослідження розв'язувалася задача автоматизації процесу охолодження [39]. Поставлена задача є не менш важливою, так як постійна подача охолоджувача на всіх експлуатаційних режимах роботи двигуна недоцільна, пов'язана з додатковими витратами потужності двигуна, погіршенням його ефективних показників.

В якості визначального параметра для роботи САРТС підшипника передбачається використати температуру відпрацьованих газів на виході з турбіни ТК, її максимальні, критичні значення при певному рівні форсування двигуна. Логіка роботи САРТС полягає в постійному контролі температури відпрацьованих газів стандартною термopарою. Як тільки температура перевищить критичне значення (задається в програмі керування), включається реле живлення електромагнітного клапана, включається подача охолоджувача. В розробленій САРТС було використано електромагнітний клапан, який серійно виготовляється фірмою Lovato і застосовується за основним призначенням на ДВЗ, пристосованих для роботи на газовому паливі. Клапан перекриває газову магістраль при непрацюючому двигуні або при роботі двигуна на бензині. Загальний вид клапана представлено на рис. 2.47.



Рисунок 2.47 – Електромагнітний клапан

При відкритому положенні клапана і циркуляції охолоджувача через турбокомпресор відбувається зворотній відлік часу, визначений на роботу по охолодженню підшипника. Якщо цього часу буде недостатньо для досягнення нижньої межі регулювання, система відключить подачу повітря при закінченні відведеного часу на охолодження.

При необхідності ручного управління клапаном додатково передбачена кнопка, яка змінює стан клапана (відкритий – закритий). В такому режимі САРТС підшипника працює при різких, аварійних зупинках ДВЗ і припиненні циркуляції мастила через підшипник.

Проведені безмоторні випробування САРТС підшипника ТК з ЛПО засвідчили високу ефективність такого охолодження як на термічно напружених режимах, так і при аварійних зупинках двигуна. В подальшому для удосконалення САРТС планується проведення моторних випробувань.

Контрольні питання та завдання

1. В чому полягає актуальність проведення експериментів при дослідженні процесів локального охолодження деталей ДВЗ.
2. Назвіть найбільш розповсюджені методи термометрії деталей ДВЗ, оцініть переваги та недоліки зазначених методів.

3. Яким чином в проведених експериментах здійснювалась передача сигналу від термодатчиків, встановлених на рухомій деталі – випускному клапані.
4. Як оцінити похибку термометрії клапана, проведеної з використанням переривчастого струмоз'ємного пристрою.
5. Проаналізуйте ефективність локального повітряного охолодження деталей клапанного вузла.
6. Запропонуйте конструктивні рішення для підвищення ефективності локального охолодження деталей клапанного вузла.
7. Яким чином за результатами експерименту можна оцінити рівень енергетичних витрат, необхідних для функціонування системи локального охолодження.
8. Проаналізуйте результати безмоторних експериментів з локальним охолодженням циліндрової гільзи.
9. Назвіть переваги і недоліки безмоторних експериментів у порівнянні з моторними при моделюванні процесів локального охолодження деталей ДВЗ.
10. Перелічіть основні елементи функціональної схеми САПР підшипникового вузла турбокомпресора, поясніть алгоритм роботи системи.

СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ ДО РОЗДІЛУ 2

1. Основы расчета долговечности выпускных клапанов дизельных двигателей / Л. И. Погодаев, А. А. Кузьмин, Н. Ф. Голубев, В. П. Пушкин. // Проблемы машиностроения и надежности машин.— 1996. — № 1. — С. 55–65.
2. Соскин Г. П. Охлаждение выпускного клапана многооборотного дизеля неметаллическим теплоносителем / Г. П. Соскин, П. Х. Мурель. // Двигателестроение. — 1979. — № 11. — С. 55–57.

3. Николаенко В. А. Измерение температуры с помощью облученных материалов : научное издание / В. А. Николаенко, В. И. Карпухин. — Москва : Энергоатомиздат, 1986. — 120 с. : ил.
4. Николаенко В. А. Разработка и опыт использования измерителя максимальной температуры кристаллического / В. А. Николаенко. — Москва : ИАЭ, 1979. — 36 с. : ил. — (Институт атомной энергии им. И. В. Курчатова; ИАЭ–3218).
5. Холмянский И. А. Измерение и анализ температурных полей и коэффициентов теплоотдачи в деталях ДВС / И. А. Холмянский // Двигателестроение. — 2003. — № 2. — С. 26–30.
6. Измерение температуры поршня быстроходного двухтактного двигателя с помощью кристаллического измерителя температур / Ю. М. Иванов [и др.] // Проблемы прочности. — 1985. — № 2. — С. 45–46.
7. Современные дизели: повышение топливной экономичности и длительной прочности / Ф. И. Абрамчук [и др.] ; под ред. А. Ф. Шеховцова. — Киев : Техника, 1992. — 272 с.
8. Процессы в перспективных дизелях / А. Ф. Шеховцов [и др.] ; ред. А. Ф. Шеховцов. — Харьков : Основа, 1992. — 352 с. : ил.
9. Розенблит Г. Б. Теплопередача в дизелях / Г. Б. Розенблит. — Москва : Машиностроение, 1977. — 216 с.
10. Чайнов Н. Д. Тепломеханическая напряженность деталей двигателей / Н. Д. Чайнов, В. Г. Заренбин, Н. А. Иващенко. — Москва : Машиностроение. — 152 с.
11. Казачков Р. В. Исследование теплового состояния днища крышки цилиндра среднеоборотного судового дизеля / Р. В. Казачков, Г. А. Кох, Б. Л. Гоцкало // Двигатели внутреннего сгорания. — 1979. — № 29. — С. 113–118.

12. Теория двигателей внутреннего сгорания : учебник для вузов / Н. Х. Дьяченко [и др.]. — Ленинград : Машиностроение, 1974. — 552 с.
13. Экспериментальное определение температуры деталей клапанного узла автотракторного дизеля на нестационарных режимах нагружения / А. В. Тринёв, А. Г. Косулин, В. Т. Коваленко, А. Н. Авраменко // Вестник Национального технического университета «ХПИ» : сб. науч. тр. — 2006. — № 1–2 (24–25) : Транспортне машинобудування : темат. вып. — С. 4–11.
14. Тринёв А. В. Улучшение напряженно-деформированного состояния выпускных клапанов форсированных тракторных дизелей : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.04.02 «Тепловые двигатели» / Тринев Александр Владимирович ; Харьков. гос. акад. ж.-д. транспорта. — Харьков, 1995. — 24 с. : ил.
15. Марочник сталей и сплавов / В. Г. Сорокин [и др.] ; под ред. В. Г. Сорокина. — Москва : Машиностроение, 1989. — 640 с.
16. Электрические измерения неэлектрических величин / А. М. Туричин, [и др.] ; под ред. П. В. Новицкого. — Ленинград : Энергия, 1975. — 576 с.
17. Температурные измерения : справочник / С. А. Геращенко [и др.]. — Киев : Вища школа, 1989. — 704 с.
18. Перлов М. Л. Оценка погрешности измерений температуры поршня дизеля прерывчатым токосъемником / М. Л. Перлов, А. В. Соснин, Е. И. Шелцова // Тракторы и сельхозмашины. — 1977. — № 9. — С. 14–16.
19. Стефановский Б. С. Теплонапряженность деталей быстроходных поршневых двигателей / Б. С. Стефановский. — Москва : Машиностроение, 1978. — 128 с.

20. Райков И. Я. Испытания двигателей внутреннего сгорания : учеб. для вузов / И. Я. Райков. — Москва : Высшая школа, 1975. — 320 с.
21. Система измерительная тензометрическая СИИТ-3. Руководство по эксплуатации. 4Т2.739.004.РЗ. — 78 с.
22. Зайдель А. Н. Ошибки измерений физических величин / А. Н. Зайдель ; АН СССР, Физико-технический ин-т. — Перераб. и доп. — Ленинград : Наука, 1974. — 108 с. : рис., табл.
23. Кремлевский П. П. Расходомеры и счетчики количества : справочник / П. П. Кремлевский. — Ленинград : Машиностроение, 1989. — 701 с.
24. Мурин Г. А. Теплотехнические измерения : учебник / Г. А. Мурин. — 5-е изд., перераб. и доп. — Москва : Энергия, 1979. — 424 с. : ил.
25. Березин И. С. Методы вычислений : в 2 т. / И. С. Березин, И. П. Жидков. — Москва : Высшая школа, 1966. — Т. 1. — 632 с.
26. Увеличение глубины термоусталостных трещин в головках цилиндров дизелей при эксплуатации / Г. Д. Межецкий, В. В. Чекмарев, В. К. Кузнецов, А. А. Балдуев // Двигателестроение. — 1991. — № 2. — С. 35–41.
27. Косырев С. П. Теплонапряженность цилиндровой крышки высокофорсированного дизеля / С. П. Косырев, А. В. Разуваев, Р. М. Рафиков // Двигателестроение. — 2002. — № 2. — С. 17–18.
28. Тринёв А. В. Влияние локального воздушного охлаждения на температуру клапанной перемычки головки цилиндров форсированных автотракторных дизелей / А. В. Тринёв, П. Д. Гончар // Двигатели внутреннего сгорания. — 2005. — № 1. — С. 63–67.
29. Тринёв А. В. Результаты экспериментального исследования теплового состояния седла выпускного клапана в условиях локального охлаждения / А. В. Тринёв, П. Д. Гончар, А. Н. Авраменко // Вестник Национального технического университета «ХПИ» : сб. науч. тр. —

Харьков : НТУ «ХПИ», 2005. — № 1 : Транспортное машиностроение : темат. вып. — С. 27–35.

30. Экспериментальный анализ теплового состояния втулки выпускного клапана тракторного дизеля / А. В. Тринёв [и др.] // Двигатели внутреннего сгорания. — 2007. — № 2. — С. 15–20.
31. Система автоматического программного управления процессами циклического нагружения деталей при испытании ДВС / А. Ф. Шеховцов [и др.] // Двигатели внутреннего сгорания. — 1990. — № 51 — С. 105–108.
32. Пат. 13660 Україна, МПК F01L3/16, F02F1/24. Система локального повітряного охолодження головки циліндрів / Шеховцов А. Ф., Триньов О. В., Авраменко А. М., Гончар П. Д. ; заявник та власник патенту Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут» ; заявл. 04.10.2005 ; опубл. 17.04.2006, Бюл. № 4.
33. Исследование условий локального воздушного охлаждения огневого днища головки цилиндров с использованием безмоторного стенда / А. В. Тринёв, А. Н. Авраменко, С. В. Обозный, В. И. Вахрушев // Двигатели внутреннего сгорания. — 2007. — № 1. — С. 31–37.
34. Оценка эффективности локального охлаждения головки цилиндров дизеля КаМАЗ в безмоторном эксперименте / А. В. Тринёв, В. Т. Коваленко, С. В. Обозный, А. Н. Клименко // Двигатели внутреннего сгорания. — 2011. — № 2. — С. 19–24.
35. Тринёв А. В. Расчетное моделирование оптимального теплового состояния гильзы цилиндра быстроходного дизеля / А. В. Тринев, В. И. Калантай // Двигатели внутреннего сгорания. — 2012. — № 1. — С. 35– 41.

36. Триньов О. В. Наукові основи локального охолодження теплонапружених деталей ДВЗ : монографія / О. В. Триньов. — Харків : Підручник НТУ «ХПІ», 2014. — 240 с.
37. Триньов О. В. Розробка заходів з поліпшення температурного стану випускного клапана форсованого тепловозного дизеля / О. В. Триньов, О. О. Карнаухов // Вісник Національного технічного університету «ХПІ» : зб. наук. праць. Серія : Транспортне машинобудування. — 2017. — № 5 (1227). — С. 72–80.
38. Розенблит Г. Б. Особенности расчета и задания граничных условий при моделировании температурных полей в клапане и крышке дизеля / Г. Б. Розенблит // Двигателестроение. — 1982. — № 9. — С. 21–24.
39. Тринёв А. В. Разработка системы локального охлаждения подшипникового узла турбокомпрессора автотракторного дизеля / А. В. Тринёв, Д. Г. Сивых, В. А. Несвитайло // Двигатели внутреннего сгорания. — 2016. — № 1. — С. 44–50.

РОЗДІЛ 3. УТОЧНЕННЯ ГУ ЗАДАЧІ МЕХАНІКИ В МОТОРНИХ ТА БЕЗМОТОРНИХ ЕКСПЕРИМЕНТАХ

3.1 Визначення напружено-деформованого стану клапана ГРМ методами тензометрії

Напружено-деформований стан випускного клапана формується під впливом механічних і температурних факторів. Безумовно, що найбільш надійну інформацію щодо рівня механічної і теплової напруженості можна отримати в ході моторного експерименту, але при цьому суттєво зростають складність, вартість, тривалість такого випробування, проявляється вплив температурного фактора на роботу датчиків, зокрема тензометричних. В той же час розроблені математичні моделі випускного клапана та клапанного вузла дозволяють проаналізувати вплив на формування ТНС як лише механічних навантажень, так і лише температурних. Зазначений момент і був використаний при проведенні безмоторного експерименту з тензометрії [1]. Метою проведеного експерименту було також уточнення вибраної схеми закріплення клапана при розгляді задачі механіки.

Слід зазначити, що подібні експерименти проводилися і раніше. Так в роботі [2] визначався вплив жорсткості тарілки клапана дизеля СМД-14 на інтенсивність зношення клапанного гнізда в ГЦ і опорної фаски клапана. Збільшення жорсткості клапана досягалося за рахунок збільшення радіуса галтелі тарілки. Було встановлено, що за рахунок збільшення жорсткості орієнтовно на 25 % на режимах номінальної потужності дизеля в межах 300 годин випробування зношення зменшилося майже в два рази. Отримані результати свідчать про те, що пружна деформація тарілки суттєво впливає на зношення спряження клапана з гніздом в ГЦ. В експерименті також було встановлено, що величина прогинання тарілки змінюється лише в перетинах поблизу зовнішніх діаметрів тарілки. При цьому експериментальне дослідження деформації тарілки проводилося на спеціально розробленому пристрої. Клапан встановлювався в корпусі, який по-

вторював в зоні спряження конструкцію серійної ГЦ. Клапан навантажувався зі сторони тарілки гідравлічним шляхом, тиск моторного мастила, яке використовувалося в експерименті, контролювався манометром. Деформації тарілки в окремих точках тороїдальної поверхні тарілки контролювалися мікрометричним індикатором, загальна деформація клапана замірялася по переміщенням стрижня клапана. Отримані експериментальні результати порівнювалися з розрахунком, проведеним на основі аналітичної моделі, побудованій з використанням теорії тонкої круглої пластини змінної товщини [2, 3].

Ідея, запропонована в роботі [2], була в основному використана і в нашому безмоторному експерименті, але в даному випадку деформації визначалися методами тензометрії і порівнювалися з розрахунковими деформаціями і відповідними напруженнями, отриманими методами математичного моделювання ТНС клапана.

Основним елементом безмоторного стенду в даному випадку є складений корпус, представлений на рис. 3.1. Верхня деталь повторює відповідну зону ГЦ (сідло, напрямна втулка), нижня деталь – фланець служить, по-перше, для утворення герметичного об'єму під тарілкою клапана і, по-друге, для приєднання до гідравлічної системи вантажопоршневого манометричного стенду. Тиск масла задається еталонним навантаженням і контролюється манометром.



Рисунок 3.1 – Загальний вигляд складеного корпусу з встановленим клапаном

Для проведення експерименту були препаровані тензодатчиками чотири варіанти випускних клапанів швидкохідного дизеля 4ЧН12/14: серійний клапан зі сталі 4Х9С2; серійний клапан зі сталі ЭИ 69, який використовується на дизелях з більш високим рівнем форсування; порожнистий клапан зі сталі 4Х9С2; клапан зі зменшеним до $R = 10$ мм (замість $R = 19$ мм) радіусом галтелі тарілки клапана. Таким чином, експеримент мусив дати відповідь на питання про вплив механічних властивостей клапанних сталей та геометрії тарілки, як зовнішньої так і внутрішньої, на деформовано-напружений стан клапана, а також підтвердити адекватність вибраної схеми закріплення. Один з варіантів препарованих для тензометрії клапанів представлено на рис. 3.2.

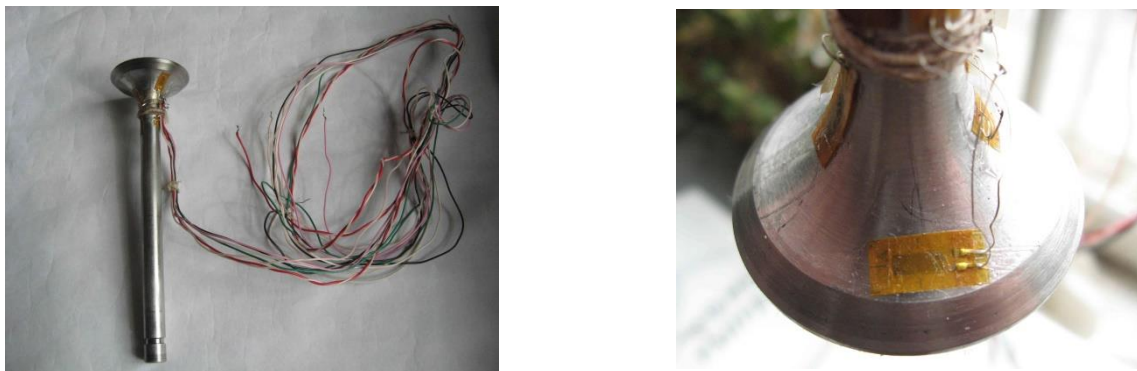


Рисунок 3.2 – Дослідний варіант клапана

На кожному з клапанів встановлювалося 5 тензодатчиків серії КФ 4п1-5-200-Б-12, константанових, з базою $l = 5$ мм і коефіцієнтом тензочутливості $k = 2,09 \pm 0,01$. Для закріплення датчиків в контрольних зонах тарілки клапана використовувався органічний клей ціакрин ЕО з холодним затвердінням. Схема розміщення чотирьох контрольних датчиків на тарілці і одного компенсаційного на стрижні клапана наведена на рис. 3.3.

Датчики 1 і 3 реагують на деформації радіальні, а 2 і 4 – колові. Як витікає з попередньо проведених розрахункових досліджень, саме в зазначених напрямках спостерігаються деформації і напруження, які значно переважають інші складові напруженого стану.

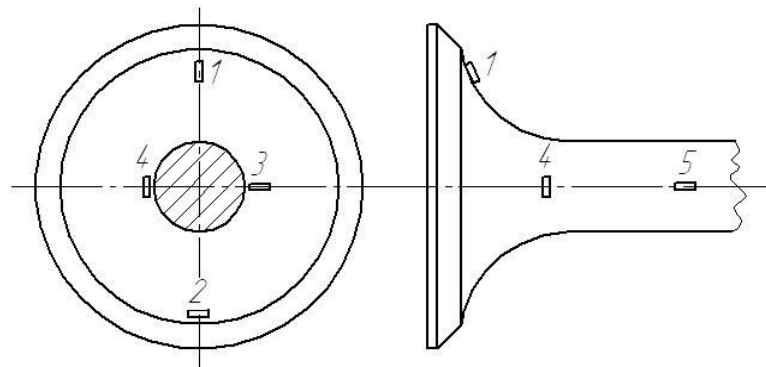


Рисунок 3.3 – Схема розміщення тензодатчиків

Для визначення деформацій в експерименті застосовується вимірювач статичних деформацій ИСД-3. В приладі використовується зрівноважена мостова схема з вимірюванням нульовим методом. Контрольні (робочі) R_i та компенсаційні R_k датчики складають два плеча зовнішнього напівмоста, який підключається при вимірюваннях, функції нульоргана в діагоналі мостової схеми виконує мікроамперметр. Величина деформації (з коефіцієнтом тензочутливості датчиків $k = 2$) визначається по різниці відліків до та після навантаження, помножених на ціну поділки шкали реохорда, яка в даному випадку складає $1 \cdot 10^{-5}$, тобто відносна деформація $\varepsilon = \varepsilon_l \cdot 10^{-5}$, де ε_l – різниця відліків в поділках шкали реохорда (абсолютна величина) до і після прикладення навантаження. Схема підключення робочих і компенсаційного датчиків показана на рис.3.4.

Скориставшись законом Гука, можемо визначити відповідні радіальні і колові напруження у виділених контрольних зонах:

$$\sigma = \varepsilon E, \quad (3.1)$$

де E – модуль пружності для клапанної сталі.

Загальний вигляд експериментальної установки представлено на рис. 3.5.

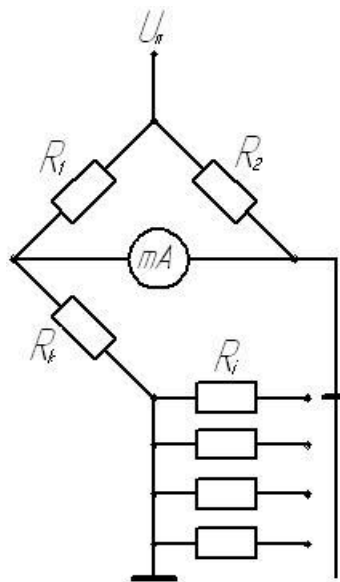


Рисунок 3.4 – Схема підключення датчиків



Рисунок 3.5 – Загальний вигляд експериментальної установки

В ході проведеного експерименту для чотирьох варіантів випускних клапанів були отримані наступні результати, представлені в табл. 3.1. Знак « – » свідчить про стискаючий характер деформацій для всіх чотирьох варіантів.

Таблиця 3.1 – Відносні деформації ε_l в контрольних зонах клапана

a

№ зони	Навантаження, кгс /см ²								
	10	20	30	40	50	60	70	80	90
1	-5	-9	-14	-18	-21	-26	-31	-35	-39
2	-1	-2	-2	-3	-4	-5	-6	-6	-7
3	-1	-1	-2	-2	-3	-3	-4	-4	-5
4	0	0	-1	-1	-1	-2	-2	-3	-3

б

№ зони	Навантаження, кгс /см ²								
	10	20	30	40	50	60	70	80	90
1	-7	-12	-17	-21	-26	-31	-35	-39	-42
2	-5	-9	-17	-22	-27	-32	-35	-37	-45
3	-2	-3	-4	-5	-6	-7	-8	-8	-9
4	0	0	-1	-1	-1	-2	-2	-2	-3

в

№ зони	Навантаження, кгс /см ²								
	10	20	30	40	50	60	70	80	90
1	-3	-7	-10	-13	-17	-21	-24	-27	-30
2	-1	-2	-3	-3	-4	-4	-5	-6	-6
3	-1	-3	-4	-5	-7	-8	-9	-11	-11
4	-2	-2	-3	-3	-4	-4	-4	-5	-5

г

№ зони	Навантаження, кгс/см ²								
	10	20	30	40	50	60	70	80	90
1	-6	-11	-15	-20	-24	-29	-33	-37	-41
2	-1	-2	-4	-5	-6	-7	-8	-9	-11
3	-	-	-	-	-	-	-	-	-
4	-1	-1	-1	-2	-2	-3	-3	-4	-4

Примітка: *a* – серійний, матеріал клапана – сталь ЭИ 69;
б – порожнистий, матеріал клапана – сталь 4Х9С2;
в – серійний, матеріал клапана – сталь 4Х9С2;
г – серійний зі зменшеним радіусом галтелі тарілки, матеріал клапана – сталь 4Х9С2

Вибірковий, порівняльний аналіз розрахункових і експериментальних даних виявив розбіжність в межах 10...15 %, що підтверджує правильність обраної схеми закріплення при розв'язанні задачі механіки. Визначення впливу геометрії тарілки клапана на її напружено-деформований стан потребує більш детального аналізу на основі розрахункового моделювання ТНС клапанного вузла.

3.2 Дослідження законів зміни максимального тиску газів в циліндрі ДВЗ

3.2.1 Сучасні методи запису швидкоплинних процесів в циліндрах ДВЗ

Відомо, що запис в моторному експерименті законів зміни тиску в циліндрах ДВЗ є найбільш ефективним і точним засобом для визначення таких показників як середній індикаторний тиск, індикаторна потужність, жорсткість робочого процесу та інших. Такі експерименти, крім уточнення показників робочого процесу, відіграють також і значну роль при дослідженнях ТНС деталей КЗ. Індикаторний тиск є вирішальним фактором при заданні ГУ задачі механіки для деталей КЗ як на усталених, так і на перехідних режимах скидання–накидання навантаження. При цьому в більшості проведених досліджень ТНС на усталених режимах для оцінки впливу механічної складової задається максимальний тиск циклу p_z , який приймається постійним на даному розрахунковому режимі. На перехідних режимах цей показник також є основним поряд з тривалістю перехідного режиму.

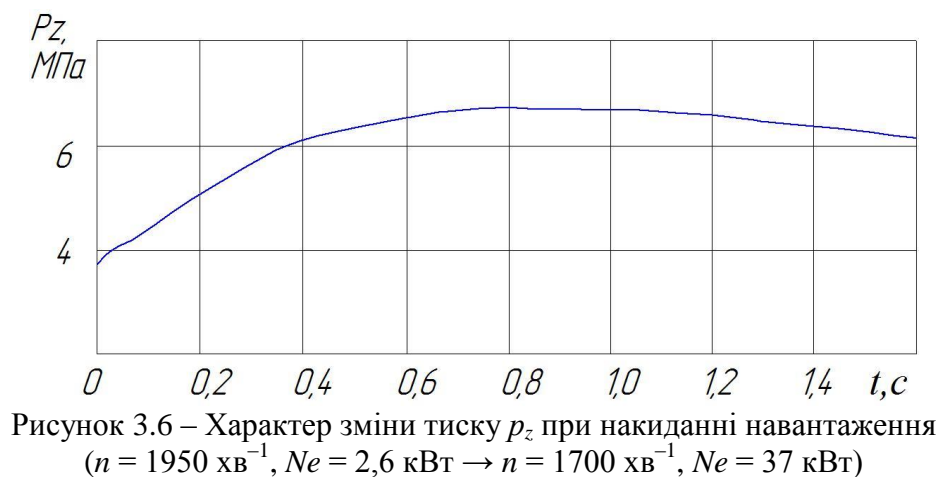
Визначення законів зміни тиску в циліндрі здійснюється шляхом запису і обробки індикаторних діаграм. Тривалий час методика таких експериментів передбачала використання осцилографів і фіксацію інформації на фотоплівку або ж фотопапір. Запис миттєвих значень тиску в циліндрах (одноциклових діаграм) здійснюється електричними індикаторами, до складу яких входять датчики тиску і реєструючі пристрої. Тиск в циліндрах записують як функцію часу, кута повороту колінчастого вала двигуна, на поле діаграми наносять відмітки ВМТ, моменти подачі запальної іскри або моменти впорскування палива в циліндр.

При розробці і уточненні ММ нестационарного ТНС клапанного вузла основний інтерес представляють саме експерименти, пов'язані з моделюванням перехідних процесів і записом законів зміни тиску на протязі перехідного процесу. З урахуванням поставленої в дослідженні проблеми, розглянемо результа-

ти проведених раніше досліджень законів зміни тиску в циліндрах на перехідних режимах.

Так в роботі [4] наводиться опис моторного експерименту, проведеного в Алма–Атинському енергетичному інституті (АЕІ), з моделювання зміни індикаторного тиску на перехідних режимах скидання–накидання навантаження дизеля Д-37Е. Моделюючий пристрій в даному випадку складався з електричного гальма та рідинного реостата. Момент опору змінювався шляхом занурення ножів реостата в розчин електроліту. Зміна глибини занурення ножів досягається шляхом передачі зусилля кулачкової шайби на важіль, який кінематично пов'язаний з ножами. Кулачкова шайба була спрофільована таким чином, щоб при її обертанні відтворювався необхідний закон зміни моменту опору.

На рис. 3.6 показано характер зміни максимального тиску в циліндрі дизеля Д-37Е в перехідному процесі накидання навантаження від режиму з $n = 1950 \text{ хв}^{-1}$ при $N_e = 2,6 \text{ кВт}$ до номінального режиму з $n = 1700 \text{ хв}^{-1}$ і $N_e = 37 \text{ кВт}$, накидання навантаження здійснювалося за $0,33 \text{ с}$ [4].



На рис. 3.7 показано графік зміни p_z при різкому скиданні навантаження протягом $0,2 \text{ с}$. В приведеному дослідження [4] запис індикаторного тиску (індикаторних діаграм) на перехідних режимах здійснювався на осцилографі з послідуною їх обробкою.

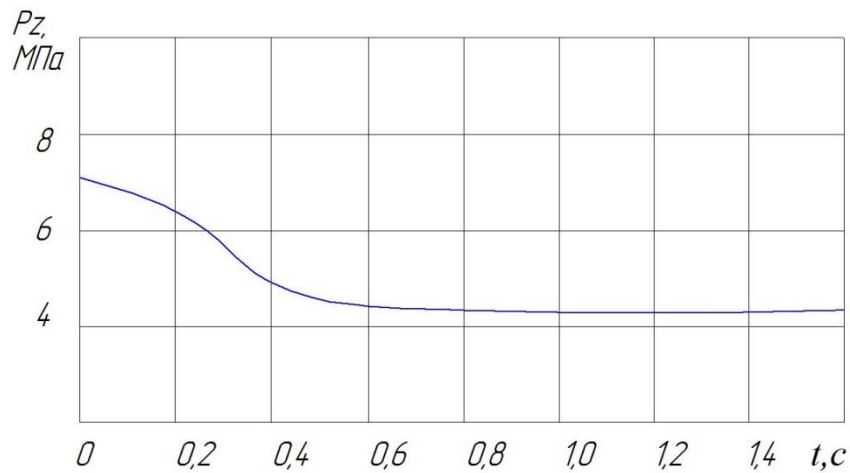


Рисунок 3.7 – Характер зміни тиску p_z при скиданні навантаження
 $(n = 1700 \text{ хв}^{-1}, Ne = 37 \text{ кВт} \rightarrow n = 1950 \text{ хв}^{-1}, Ne = 2,6 \text{ кВт})$

В умовах експлуатації перехідні процеси ДВЗ часто є комбінованими (складаються з процесів різних типів) і незавершеними, при яких двигун переходить від одного процесу до іншого без виходу на сталий режим. За таких обставин при дослідницьких випробуваннях зі всієї сукупності перехідних процесів виділяють найбільш характерні (пуск, розгін двигуна за рахунок збільшення циклової подачі, накидання навантаження та інші) і проводять випробування саме в ході таких процесів, виявляючи вплив кожного з них на параметри двигуна.

Відомі методики дослідницьких випробувань, описані в роботі [4], передбачають, як правило, безперервну реєстрацію протягом усього перехідного процесу середніх за цикл значень окремих параметрів (крутного моменту, частоти обертання, тиску наддуву, витрати повітря, температури деталей ЦПГ та інших) та періодичну реєстрацію внутрішніх циклових коливань інших параметрів (індикаторний тиск, тиск палива перед форсункою та інші).

Прогрес в області електроніки, поява багатоканальних швидкодіючих аналого-цифрових перетворювачів (АЦП) значно розширили можливості сучасних апаратних засобів. Особливо значний поштовх у дослідницьких експериментальних роботах дало використання автоматизованих систем на базі персональних комп'ютерів (ПК). При цьому відкрилися більші можливості в оперативній реєстрації та обробці швидкоплинних процесів в ДВЗ.

Так для дослідження та доведення газового малолітражного швидкохідного ДВЗ під керівництвом проф. Абрамчука Ф. І. та проф. Пойди А. М. [5] був розроблений автоматизований стенд для дослідження робочого процесу, структурна схема вимірювального комплексу представлена на рис. 3.8.

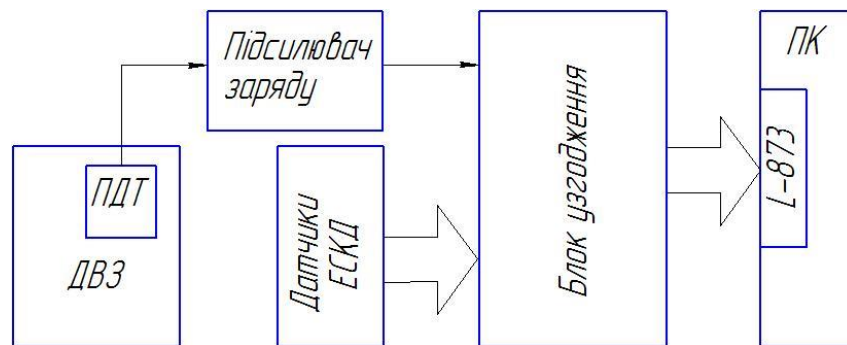


Рисунок 3.8 – Структурна схема вимірювального комплексу

В даному випадку сигнали штатних датчиків електронної системи керування двигуном (ЕСКД) і п'єзоелектричного датчика тиску (ПДТ) через підсилювач заряду надходять у блок узгодження, в якому відбувається перетворення та нормування сигналів за рівнем. Далі за допомогою АЦП сигнали оцифровуються та надходять у комп'ютер. Використовується програмне забезпечення Power Graph, що має розширені функції попереднього налаштування. Це дозволяє настроїти канал виміру тиску на відображення сигналу в МПа для адекватного сприйняття одержуваних даних під час експерименту.

При виборі форми КЗ для швидкохідних малолітражних дизелів, що проводився в ході досліджень КП ХКБД разом з НТУ «ХП» і ХНАДУ (проф. О. В. Грицюк, проф. І. В. Парсаданов) на одноциліндровому моторному стенді, ефективність варіантів оцінювалася по зміні ефективних та індикаторних показників, температури, токсичності та димності відпрацьованих газів [6]. При випробуванні також визначалися тиск палива перед форсункою, індикаторний тиск, положення відмітки ВМТ, миттєва температура відпрацьованих газів. Реєстрація зазначених параметрів проводилася з використанням АЦП фірми L-Card. Вимір тиску палива перед форсункою здійснювався за допомогою

п'єзодатчика Т6000, а тиск в циліндрі – п'єзодатчиком 8QP505 cs фірми AVL. Обробка, візуалізація та аналіз поступаючих від датчиків на АЦП сигналів проводилися за допомогою ліцензійної версії програми Power Graph. Критерієм якості сумішоутворення при виборі КЗ були індикаторні та ефективні показники дизеля.

Таким чином, можна вважати, що найбільш досконалим методом визначення індикаторного тиску та інших швидкоплинних величин є запис інформації та її обробка з використанням АЦП та ПК.

3.2.2 Методика проведення моторного експерименту

На основі проведеного аналізу відомих методів запису індикаторного тиску на кафедрі ДВЗ НТУ «ХП» була розроблена і реалізована в ході моторного експерименту відвідна методика [1].

Структурна схема вимірювальної системи представлена на рис. 3.9.

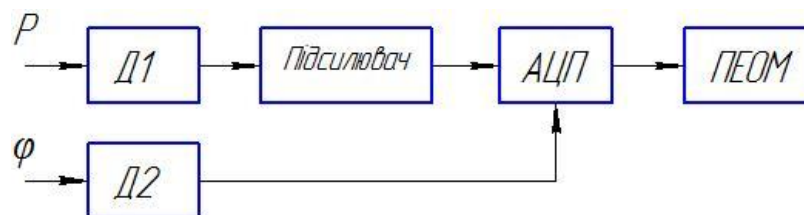


Рисунок 3.9 – Структурна схема вимірювальної системи

Для вимірювання були використані тензометричний перетворювач тиску Д1, відмітник ВМТ індуктивного типу Д2, підсилювач тензометричний на несучій частоті 8АНЧ-23, АЦП та ПК. Розглянемо детальніше конструктивні особливості окремих компонентів.

Тензометричний перетворювач. На кафедрі ДВЗ НТУ «ХП» розроблено декілька конструктивних варіантів таких перетворювачів, які успішно використовують для запису індикаторного тиску на автотракторних і тепловозних ДВЗ. Деякі з цих розробок представлені на рис.3.10.

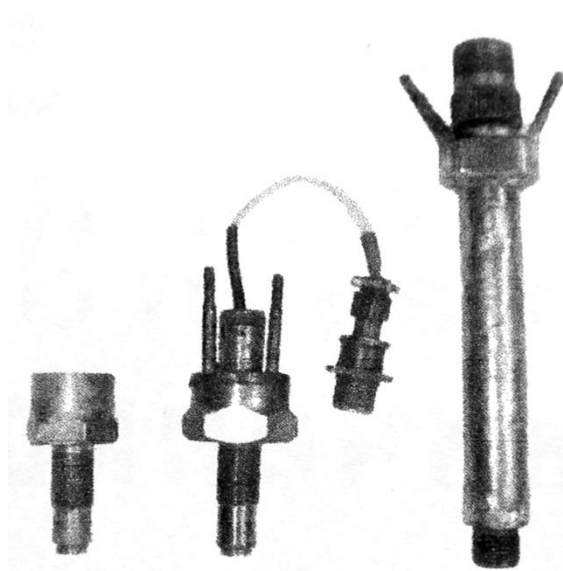


Рисунок 3.10 – Тензометричні перетворювачі

Як відомо [7], в основі принципу роботи тензорезисторів лежить явище тензоефекту, яке полягає у зміні електричного опору провідника при його механічному деформуванні. Основною характеристикою чутливості матеріалу провідника до механічної деформації є коефіцієнт відносної чутливості k , який визначається як відношення відносної зміни опору до відносної зміни довжини провідника. Опір тензорезистора повинен бути стабільним у часі, мати незначний температурний коефіцієнт опору, допустимі значення напружень не повинні перевищувати 20...30 % межі пружності матеріалів провідника і самої деталі.

Конструкція тензорезисторного датчика, який було використано в проведеному дослідженні показана на рис. 3.11.

Датчик включає корпус датчика 1, в якому розміщується шайба 2 і гофрована мембрана 3, затиснена по зовнішньому колу натискним штуцером 4. В штуцер 4 вставляється тензометричний тонкостінний стакан 5 з наклеєними на боковій поверхні тензорезисторами 6 і 7 типу ПКФ-100 (константанові на фольговій основі, номінальний опір 100 Ом). Тензорезистор 6 є робочим, його наклеєно уздовж вісі симетрії стакану, а тензорезистор 7 – компенсаційним і його наклеєно під кутом 90° до вісі симетрії. Стакан 5 натискним гвинтом 9 з необхідним регульованим зусиллям притискається до мембрани 3. Затяжка контролюється приладом ИСД - 3, після цього гвинт 9 фіксується від провертання.

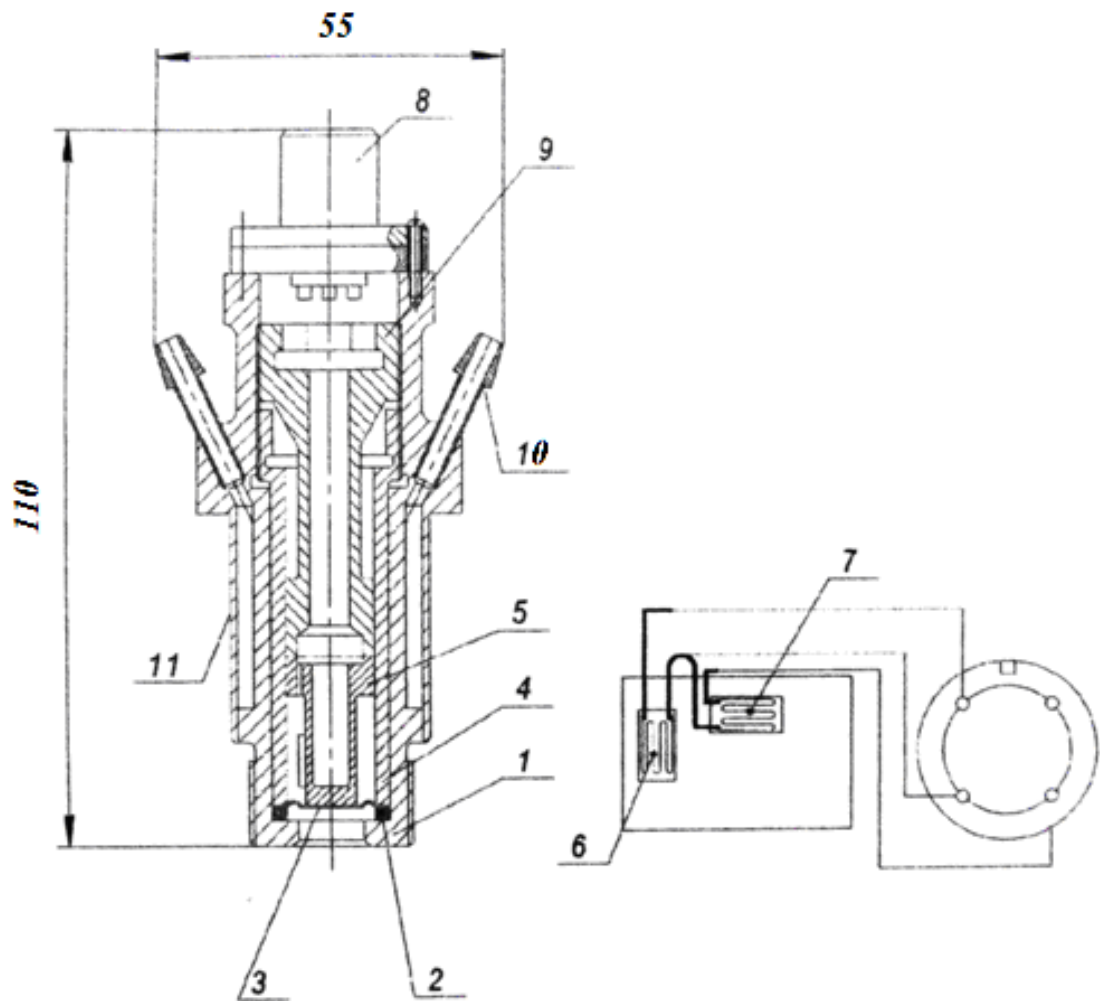


Рисунок 3.11– Тензометричний датчик тиску в циліндрі ДВЗ

Охолодження тензометричного стакана здійснюється водою, яка підводиться до датчика трубками 10 і під час роботи двигуна циркулює в порожнині між корпусом 1 та кожухом 11, охолоджуючи перетворювач. Перетворювач встановлюється в індикаторний канал, спеціально утворений в ГЦ двигуна.

Відмітник ВМТ. В основу роботи відмітника покладено принцип електромагнітної індукції, коли в провіднику, внесеному в змінне магнітне поле, наводиться електрорушійна сила (ЕРС), яка пропорційна швидкості зміни магнітного потоку в часі.

Як відомо [7], в індукційних перетворювачах швидкості лінійного або ж кутового переміщення зміна потокозчеплення може бути наслідком як змін положення вимірювальної обмотки (чутливий елемент), так і зміни магнітного

опору шляху магнітного потоку, який залежить від положення феромагнітного елемента.

Різновидом індукційного перетворювача останнього типу є перетворювач з зубчастим феромагнітним ротором, який і було використано в ході моторного експерименту. Схема індукційного перетворювача наведена на рис. 3.12.

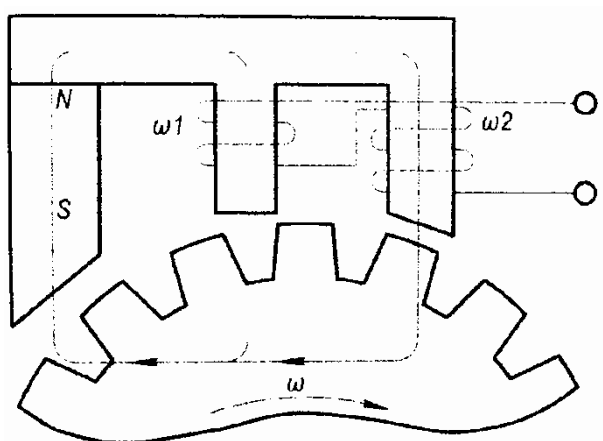


Рисунок 3.12 – Схема індукційного перетворювача

При обертанні ротора в незмінному потоці постійного магніту відбувається перерозподіл магнітних потоків, зчеплених з обмотками ω_1 і ω_2 , в результаті в останніх виникає ЕРС.

Конструктивно відмітник ВМТ складається з постійного магніту, двох магнітопроводів та двох котушок. Постійний магніт фіксується між магнітопроводами, на яких встановлені котушки. Кінці магнітопроводів, які не прилягають до постійного магніту, знаходяться на деякій відстані один від одного, тобто між ними є деякий немагнітний проміжок. Відмітник спрацьовує у той момент, коли повз немагнітного проміжку проходить сердечник з магнітного матеріалу (сталі), установлений на маховику двигуна, і замикає при цьому немагнітний проміжок у магнітопроводі відмітника ВМТ. Зміна магнітного потоку в магнітопроводі відмітника приводить до виникнення в котушках ЕРС самоіндукції у вигляді двополярного імпульсу напруги. Передній фронт негативного імпульсу має більшу крутість і практично відповідає моменту проходження

ня сердечника на маховику повз магнітопроводи відмітника ВМТ, тобто відмітці ВМТ у циліндрі.

Для індукційних перетворювачів характерна відносно висока чутливість, що дозволяє проводити вимірювання незначних переміщень, швидкостей, прискорень та інших величин, які змінюються з частотою до 15 кГц, похибка перетворювачів може бути зведена до 0,15...0,20 % [7].

Вихідний сигнал відмітника ВМТ безпосередньо подається на АЦП і в подальшому використовується для синхронізації роботи АЦП. Вихідний сигнал від тензометричного перетворювача подається спочатку на підсилювач. При проведенні експерименту для підсилення вихідного сигналу від тензометричного датчика використовувався підсилювач 8АНЧ-23 з несучою частотою 20 кГц. Апаратура розрахована на роботу з тензорезисторами з номінальним опором від 250 до 400 Ом, схема включення може бути «напівмостом» або ж «повний міст».

Вибір АЦП для проведення моторного експерименту. Можливості сучасної обчислювальної техніки дозволили суттєво полегшити умови проведення та обробку результатів дослідження швидкоплинних процесів в циліндрах ДВЗ. При цьому ефективність використання ПК виявляється у кількох аспектах: значне скорочення часу проведення експерименту; підвищення достовірності даних за рахунок використання складних алгоритмів обробки та накопичення інформації; більш точний контроль за ходом експерименту; подання інформації у зручному для інтерпретації вигляді. Застосування ПК вимагає, щоб інформація, отримана безпосередньо за допомогою первинних перетворювачів, тобто аналоговий сигнал, була перетворена у цифровий двійковий код, що сприймається ПК. З цією метою використовують АЦП.

Детальний аналіз використання АЦП в експериментальних дослідженнях подається в роботі [8]. Скориставшись [8], розглянемо основні підходи, поняття, необхідні при виборі АЦП для проведення подібних моторних досліджень.

Відомо, що для перетворення будь-якого аналогового сигналу у цифрову форму необхідно виконати три головні операції: дискретизацію, квантування та кодування. При цьому дискретизація полягає у представленні аналогового сигналу послідовністю його значень. Ці відліки беруться, як правило, у рівновіддалені моменти часу, а проміжок часу між окремими моментами відліку – інтервал дискретизації. Величина, обернена до інтервалу дискретизації, характеризує частоту дискретизації. Чим вище частота дискретизації, тим менша різниця між аналоговим сигналом та його цифровою копією. Спотворення сигналу можуть бути усунені за допомогою фільтра нижніх частот. Таким чином, відбувається відновлення аналогового сигналу з дискретизованого. Відновлення може бути точним лише у тому випадку, якщо частота дискретизації перевищує максимальну частоту вхідного сигналу принаймні вдвічі (теорема Котельникова). В нашому випадку, зокрема при індиціюванні дизеля, частота вхідного сигналу залежить від режиму роботи двигуна, частоти обертання колінчастого вала і в робочому діапазоні складає 25...30 Гц. Якщо умови теореми Котельникова не виконуються, то дискретизація супроводжується спотворенням, яке неможливо усунути.

Квантування полягає у заміні величин відліків сигналу найближчим значенням з набору фіксованих величин, тобто зводиться до округлення величин відліку. Рівні квантування ділять весь діапазон можливого значення величин на скінчене число – кроки квантування. Можуть використовуватись рівномірні і нерівномірні шкали. Спотворення сигналу, що виникає в результаті квантування, називають шумом квантування. Для його оцінки визначають різницю між вхідним сигналом і його квантовою копією. Значення шуму квантування може бути зменшене шляхом збільшення кількості рівнів квантування.

Завершальною операцією АЦП є так званий цифраж кодування. Квантовий сигнал, на відміну від аналогового, може мати тільки скінчену кількість значень. Кодування це сукупність знаків і система правил, за допомогою якої дані зображуються у вигляді набору символів.

В основу класифікації АЦП покладено ознаку, яка вказує на те, як відбувається процес перетворення аналогової величини в часі. В основі перетворення лежать операції квантування та кодування [8]. В залежності від порядку виконання операцій квантування та кодування АЦП можуть бути з послідовним, паралельно-послідовним, паралельним виконанням процедур наближення цифрового еквівалента до перетворюваної величини.

При використанні АЦП в експериментальних дослідженнях ДВЗ, зокрема для запису одноциклових індикаторних діаграм, основним його режимом є режим аналогового осцилографа. З цією метою найчастіше використовують конверсні та сигма-дельта перетворювачі, які, згідно класифікації [8] відносяться до АЦП послідовного і паралельно-послідовного перетворення.

На основі проведеного аналізу особливостей різних типів АЦП, а також практичного досвіду їх використання при дослідженні ДВЗ, зокрема діагностування, для проведення моторного експерименту було запропоновано 12-розрядний АЦП USB Autoscope 2 послідовного наближення з такими основними характеристиками: кількість аналогових входів – 8; кількість каналів осцилографа – 1, 2, 4, 8 (на вибір); розділення АЦП – 12 bit; діапазон вимірювальної напруги – від ± 15 В до ± 50 кВ (високовольтні ємнісні датчики); підтримувані операційні системи – Windows 98, Windows 2000/XP, Windows Vista/ Windows 7; основні можливості програмного забезпечення – режим відображення + запис + вимір в реальному масштабі часу. Загальний вигляд перетворювача представлено на рис. 3.13.



Рисунок 3.13 – Загальний вигляд перетворювача USB Autoscope 2

Для підключення АЦП до USB порту ПК використовується рознімання «USB» на задній панелі перетворювача і шнур USB 2.0 type A B.

3.2.3 Опис моторного експерименту та аналіз результатів

Метою проведеного експерименту було відпрацювання методики вимірювання індикаторного тиску в одноциклових діаграмах на усталеному і перехідних режимах скидання–накидання навантаження на базі вимірювальної системи, яка включає АЦП та ПК. При розрахунковому моделюванні ТНС деталей клапанного вузла на усталених режимах основне механічне навантаження на клапан, як вже зазначалося, спричиняє сила тиску газів, яка приймається постійною і оцінюється величиною постійного тиску p_z . У зв'язку з неідентичністю послідовних циклів, що властиво швидкохідним ДВЗ, та нестабільністю частоти обертання ДВЗ на цих режимах, певний інтерес представляє оцінка відхилень тиску p_z від прийнятого постійного значення в розрахунках за певний проміжок часу.

Слід відзначити окремо, що перехідні режими в свою чергу відрізняються значною різноманітністю, тривалістю, переліком факторів, які їх спричиняють, а також впливають на скидання – накидання навантаження. Детальний аналіз таких чинників наведено в роботах проф. О. К. Костіна, зокрема в роботі [4].

Згідно з [4], серед різноманітних і можливих в експлуатації перехідних процесів можна виділити наступні і найбільш характерні.

По-перше, це перехідні процеси, викликані зміною циклової подачі палива за рахунок переміщення регулюючого органу, наприклад рейки паливоподачі. В даному випадку основним параметром, який впливає на характер перехідного процесу, є відносна зміна паливоподачі, а додатковими – період (тривалість) зміни паливоподачі і характер зміни моменту опору від частоти обертання колінчастого вала.

З цього переліку процесів проф. О. К. Костін виділяє два найбільш суттєвих: збільшення частоти обертання колінчастого вала n – розгін двигуна за ра-

хунок збільшення циклової подачі; зменшення n – гальмування двигуна внаслідок зменшення циклової подачі.

По-друге, це перехідні процеси, які викликані зміною моменту опору.

Визначальним параметром в даному випадку є відносна зміна циклової подачі в залежності від n або часу.

Для цього типу перехідних процесів можна виділити дві основні групи, які визначаються: постійною цикловою подачею і гальмуванням або ж розгоном при змінах моменту опору; постійною частотою обертання n і збільшенням чи зменшенням моменту опору одночасно зі збільшенням чи зменшенням паливоподачі.

При моделювання перехідних процесів в ході проведеного моторного експерименту були враховані зазначені рекомендації [4]. В подальшому закон зміни p_z в перехідних процесах закладався в ГУ задачі механіки при розрахунках нестационарного ТНС деталей клапанного вузла.

Проведення дослідження включало на початковому етапі статичне тарування тензOMETричного перетворювача з записом і обробкою сигналу на ПК. Для статичного тарування статичний перетворювач підключався до гідравлічного вантажопоршневого стенду, отриманий сигнал після підсилення і обробки в АЦП виводився на екран ПК у вигляді горизонтальної лінії. Тарування тензOMETричного перетворювача є обов'язковою операцією перед записом індикаторного чи іншого процесу на будь-який носій (осцилограф, ПК) і по суті зводиться до встановлення масштабу запису. З цією метою, як відомо, до перетворювачів повинні бути прикладені відомі заздалегідь навантаження, тиск. Змінюючи їх в межах, які могли б мати місце при моторних випробуваннях ДВЗ, відмічають відповідні відхилення на екрані осцилографа чи ПК, складають шкалу масштабів для перетворювача і визначають коефіцієнт перетворення. Обробкою результатів тарування в нашому випадку було встановлено коефіцієнт перетворення (масштабний коефіцієнт), який склав $k = 101$.

Моторний експеримент було проведено на стенді кафедри ДВЗ НТУ «ХПІ» з дизелем СМД-25 (4ЧН12/14). Функціонування дизеля забезпечували системи: запуску, навантаження та прокрутки дизеля; повітропостачання з газотурбінним наддувом і випуску відпрацьованих газів; паливоподачі; охолодження води, мастила та теплобалансних вимірювань; контрольно-експлуатаційних вимірювань і керування роботою дизеля; спеціальних вимірювань.

Наведемо деякі характеристики стенду, які мають безпосереднє відношення до моделювання перехідних процесів скидання–накидання навантаження та відповідних вимірювань.

Пуск та прокрутка дизеля здійснюється електродвигуном постійного струму марки П92 потужністю 75 кВт, напругою 220 В з самовентиляцією і незалежним самозбудженням, номінальною частотою обертання 1500 хв^{-1} . Для навантаження двигуна застосовується гальванічний гальмівний пристрій, гальмівне зусилля гідравлічного гальма вимірюється ваговим пристроєм марки ВКМ 57.

Температурний режим роботи двигуна підтримується за рахунок водяного охолодження теплоносіїв: води в системі охолодження, мастила, наддувного повітря. Передбачена можливість застосування роздільних систем охолодження окремо для головки і блоку циліндрів з регулюванням. Кожна з систем охолодження має автономний привід, водоводяний радіатор та контрольно-вимірювальні пристрої. Паливна система включає штатний паливний насос типу ЛСТНМ, форсунки, паливний бак, фільтри, паливопроводи та витратомір.

Програма моторних випробувань передбачає запис індикаторного тиску на режимі, близькому до холостого ходу, та режимі, близькому до номінального. Передбачався запис процесів скидання і накидання навантаження в межах зазначених режимів. При цьому постійною (по можливості) підтримувалась частота обертання колінчастого вала дизеля як на усталених, так і на перехідних режимах.

Програма проведених моторних випробувань приведена в таблиці 3.2. В таблиці представлені: n – частота обертання колінчастого вала, хв^{-1} ; P_T – зусилля на гальмівному пристрої, кГс ; M_e – ефективний крутний момент, $\text{Н}\cdot\text{м}$; N_e – потужність двигуна, кВт ; Δt – тривалість режиму, с .

Таблиця 3.2 – Програма моторного експерименту

№ реж.	$n, \text{хв}^{-1}$	$P_T, \text{кГс}$	$M_e, \text{Н}\cdot\text{м}$	$N_e, \text{кВт}\cdot\text{год}$	$\Delta t, \text{с}$
1	2	3	4	5	6
1	1500	75	526	82,6	300
2	1500	Скидання навантаження P_T від 75 до 25 кГс			10
3	1500	25	175	25,57	300
4	1500	Накидання навантаження P_T від 25 до 75 кГс			10
5	1500	75	526	82,6	300
6	1500	Скидання навантаження P_T від 75 до 10 кГс			10
7	1500	10	70,3	11	300
8	1500	Накидання навантаження P_T від 10 до 75 кГс			10
9	1500	75	256	82,6	300
10	1500	Скидання навантаження P_T від 75 до 25 кГс до 10 кГс			20
11	1500	10	70,3	11	300
12	1500	25	175	25,57	300
13	1500	10	70,2	8,8	300
14	Від 1200 До 2000	Накидання навантаження P_T від 10 до 75 кГс			12
15	Від 2000 До 1200	Скидання навантаження P_T від 70 до 25 кГс до 10 кГс			12

Слід зауважити, що при моделюванні перехідних процесів з $n = \text{const}$ мали місце відхилення частоти обертання колінчастого вала від заданої $n = 1500 \text{ хв}^{-1}$, що пояснюється недосконалістю моторного стенду, його непристосованістю до моделювання перехідних процесів з різким скиданням-накиданням навантаження. В нашому випадку використовувався гідравлічний навантажувальний пристрій, який відрізняється певною інерційністю, тому в експерименті вдалося змоделювати порівняно повільні перехідні процеси з тривалістю від 10 до 20 с . Зауважимо, що вихід на усталений тепловий режим займає від 240 до 360 с .

Окремі результати обробки отриманих експериментальних даних представлені на рисунках.

Так на рис. 3.14 показано характер зміни максимального тиску p_z в часі на усталених режимах № 3, 5, 7, 9 та 13. На 3.15 і 3.16 представлені зміни p_z на перехідних режимах скидання – накидання навантаження при дотриманні умови $n = \text{const}$ ($= 1500 \text{ хв}^{-1}$).

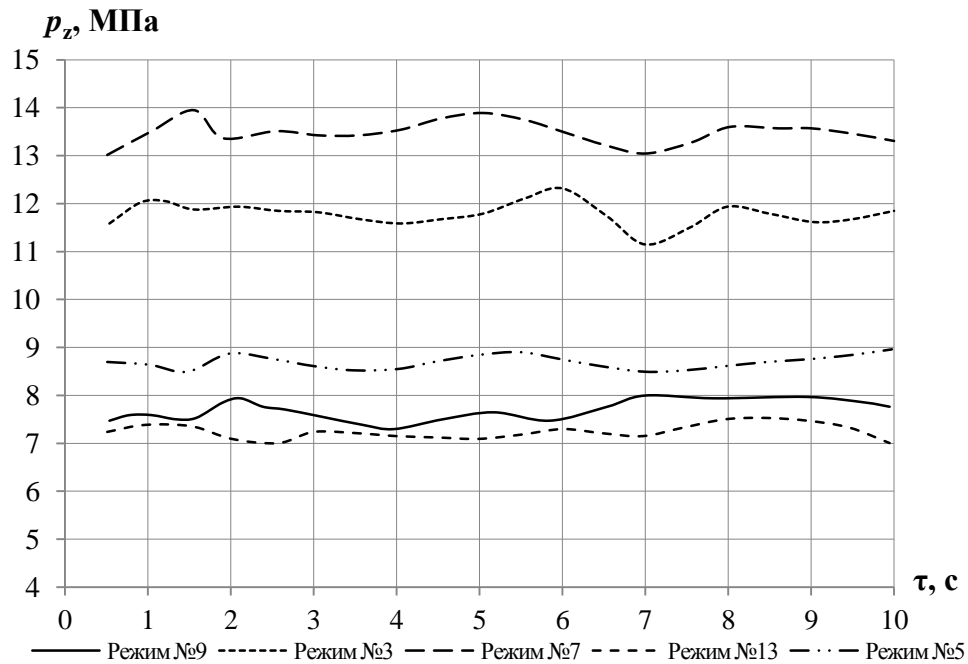


Рисунок 3.14 – Характер зміни тиску p_z на усталених режимах

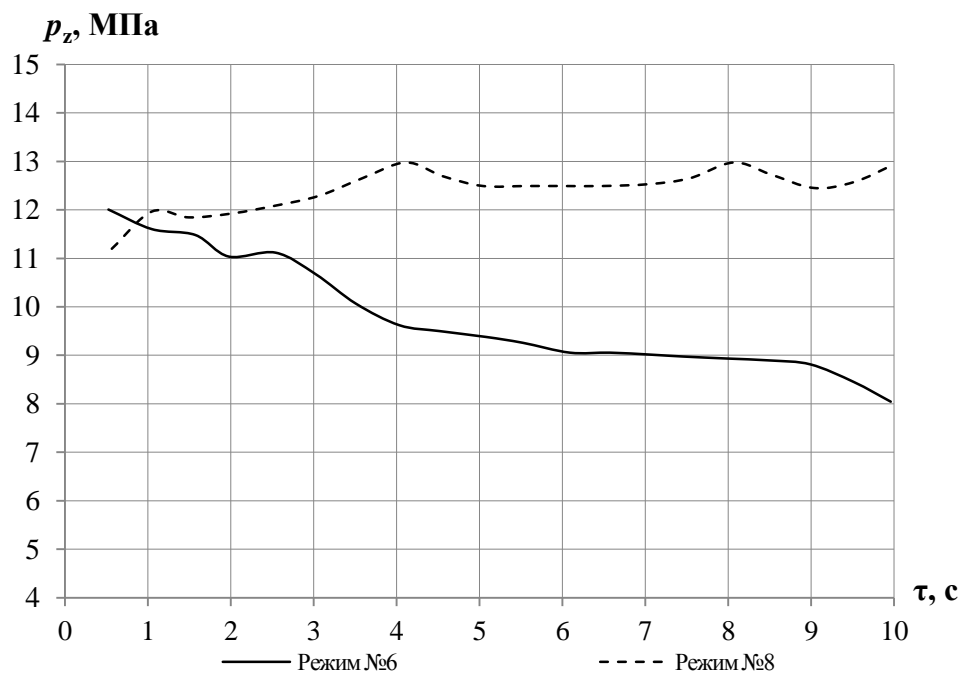


Рисунок 3.15 – Зміна тиску p_z на перехідних режимах № 6 та № 8 ($n = 1500 \text{ хв}^{-1}$)

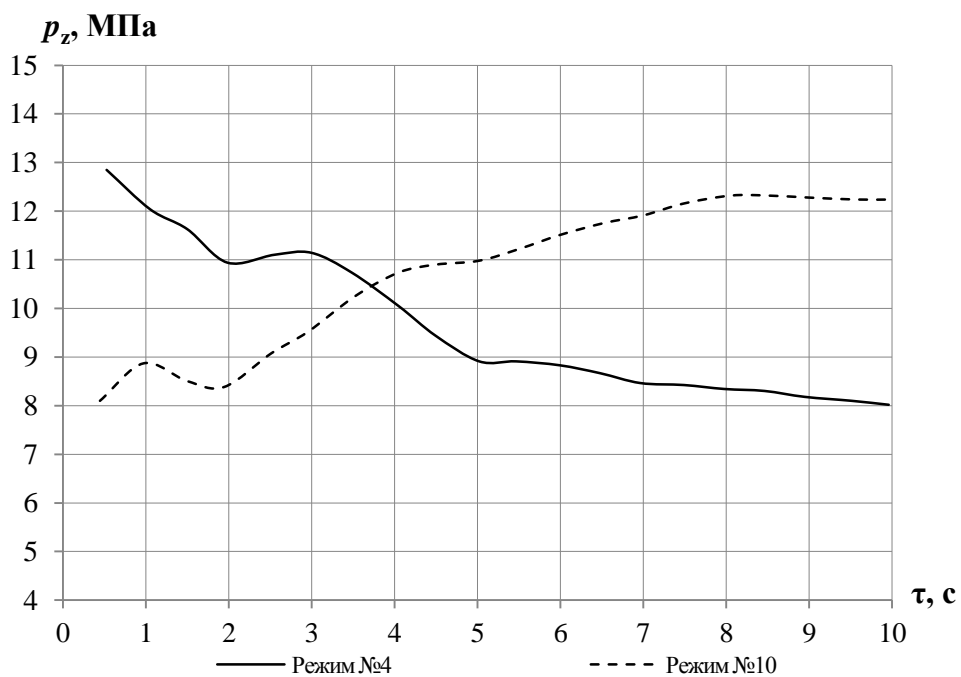


Рисунок 3.16 – Зміна тиску p_z на перехідних режимах № 4 та № 10 ($n = 1500 \text{ хв}^{-1}$)

На рис. 3.17 показано характер зміни максимального тиску на перехідних режимах № 14 та № 15, які протікають з одночасною зміною навантаження і частоти обертання двигуна.

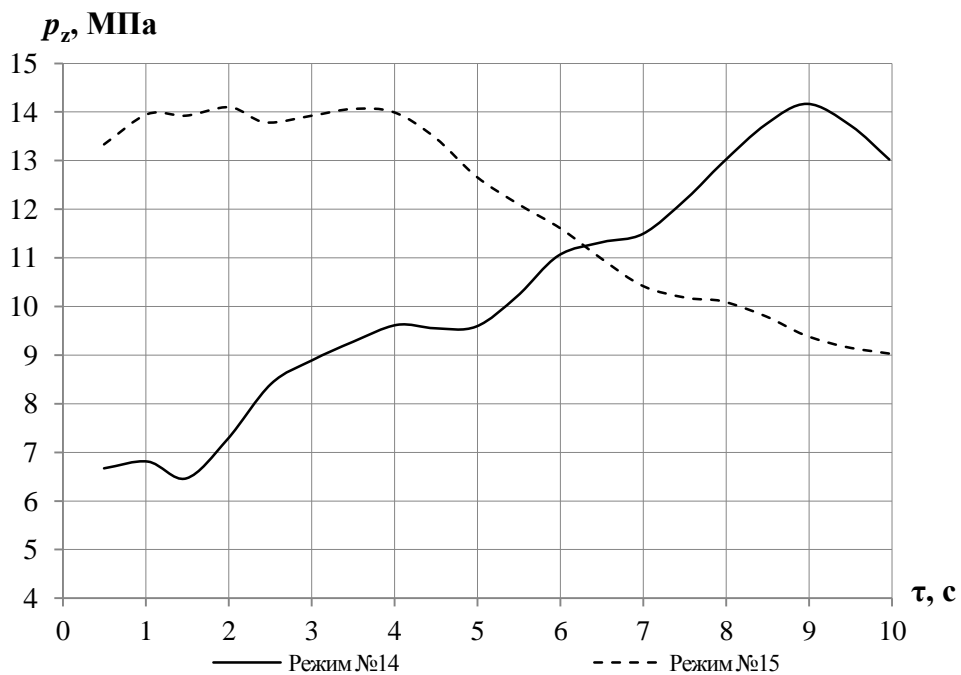


Рисунок 3.17 – Зміна тиску p_z на перехідних режимах № 14 та № 15

Результати проведених моторних випробувань були в подальшому використані для розробки управляючих функцій Φ_p , які задають закони зміни в часі основної складової механічного навантаження – максимального тиску газів p_z – на деталі клапанного вузла.

Контрольні питання та завдання

1. В чому полягала мета безмоторного експерименту з тензометрії клапана ГРМ.
2. Перелічить конструктивні фактори, які впливають на жорсткість тарілки клапана.
3. Проаналізуйте результати безмоторного експерименту з тензометрії клапана.
4. Яким чином за результатами проведеної тензометрії клапана можна визначити абсолютні значення деформацій.
5. Назвіть основні операції перетворення аналогового сигналу в цифровий код.
6. Проаналізуйте результати моторного експерименту.

СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ ДО РОЗДІЛУ 3

1. Триньов О. В. Наукові основи локального охолодження теплонапружених деталей ДВЗ : монографія / О. В. Триньов. — Харків : Підручник НТУ «ХПІ», 2014. — 240 с.
2. Еременко Б. С. Исследование износа гнезда и фаски клапана дизеля СМД-14 / Б. С. Еременко, В. Ю. Вахтель // Тракторы и сельхозмашины. — 1966. — № 6. — С. 45–52.
3. Еременко Б. С. Аналитическое и экспериментальное определение жесткости тарелки клапана и ее влияние на износ гнезда головки

цилиндров / Б. С. Еременко, И. Л. Рудерман // Двигатели внутреннего сгорания. — 1969. — № 11. — С. 97–104.

4. Костин А. К. Работа дизелей в условиях эксплуатации : справочник / А. К. Костин, Б. П. Пугачев, Ю. Ю. Кочинев. — Ленинград : Машиностроение, 1989. — 284 с.
5. Пойда А. Н. Автоматическая система исследования и диагностирования автотракторных дизелей / А. Н. Пойда, Д. Г. Сивых // Двигатели внутреннего сгорания. — 2005. — № 1. — С. 125–132.
6. Исследование двухфазного впрыскивания топлива в высокооборотном малолитражном дизеле серии ДТА / А. В. Грицюк, А. Н. Врублевский, А. А. Прохоренко, А. Н. Севастьянов // Двигатели внутреннего сгорания. — 2010. — № 2. — С. 13–18.
7. Электрические измерения неэлектрических величин / А. М. Туричин [и др.] ; под ред. П. В. Новицкого. — Ленинград : Энергия, 1975. — 576 с.
8. Третьяк О. В. Засоби та системи автоматизації наукових досліджень : навч. посібник / О. В. Третьяк, Ю. В. Бойко. — Київ : ВПЦ «Київський ун-т», 2003. — 180 с.

РОЗДІЛ 4. АНАЛІЗ РЕЗУЛЬТАТІВ МАТЕМАТИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ТНС ОХОЛОДЖУВАНИХ ДЕТАЛЕЙ КЛАПАННОГО ВУЗЛА

4.1 Шляхи зниження експлуатаційних температур деталей клапанного вузла

Використання натрієвого охолодження. У випускних клапанах швидкохідних ДВЗ, виготовлених, як правило, з жароміцних сталей з низькою теплопровідністю, передача тепла від тарілки до стрижня посилюється шляхом виконання в тілі клапана внутрішньої замкненої порожнини і часткового її заповнення рідким теплоносієм. Таким теплоносієм може бути натрій або ж його суміші, наприклад нітрит-нітратні. В табл. 4.1 наведено основні теплофізичні властивості таких теплоносіїв за даними [1].

Таблиця 4.1 – Теплофізичні властивості натрієвих теплоносіїв

Властивості	Натрій	Нітрит-нітратна суміш
Температура, °C		
плавлення,	97,8	142,3
кипіння	880	1000
Щільність рідини при температурі кипіння, кг/м ³	928,7	1976
Теплота плавлення, кДж/(кг)	113,3	75,4
Питома теплоємність, кДж/(кг·°C)	1,26-1,38	1,43-1,56
Коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·°C)	0,67-0,84	0,44
В'язкість при 315 °C, сП	0,3	2,9

Для виготовлення порожнистого клапана в серійному виробництві застосовують так званий метод екструзії, описаний, наприклад, в роботі [2]. Технологічний процес починається з витяжки заготовки, яка на цьому етапі має форму порожнистого циліндра, який в декілька переходів осаджується до повного заковування порожнини. Далі слідує свердлення і розвертування отвору і обди-

рання зовнішньої поверхні. Після зазначених операцій зі сторони торця сверд-
лять і розвертують конічний отвір під ущільнюючу пробку. Виконується попе-
редня механічна обробка зовнішньої поверхні деталі, після чого порожнина за-
повнюється рідким натрієм при температурі 200...300 °С обов'язково в нейтра-
льній атмосфері. Порожнина заповнюється приблизно на 60 % через конічний
отвір в стрижні, який герметизується конічною пробкою, торець наплавляють
зносостійким стелітом.

Внаслідок зворотно-поступальних рухів нагрітого клапана під час роботи
двигуна, натрій розплавляється і випаровується, відводить тепло від тарілки
клапана. Стикаючись зі стінками порожнини в зоні стрижня, натрій конденсу-
ється і віддає стінкам тепло. Висока прихована теплота випаровування
(4,6 кДж/кг) забезпечує певний резерв теплопоглинання у випадку короткочас-
ного підвищення температури клапана понад 800 °С.

Ефективність натрієвого охолодження оцінювалася експериментальними
і розрахунковими методами багатьма дослідниками. В роботі [3] описано один з
перших дослідів з натрієвим охолодженням клапана, проведений в ЦІАМ. Те-
мпература клапана вимірювалась за допомогою переривчастого струмоз'ємного
пристрою термопарою, вивідні провідники якої розміщувалися в теплозахисній
ізоляції. В роботі [1] ефективність натрієвого охолодження оцінювалась для
випускного клапана дизеля 2Ч8,5/11, заповненого високотемпературним тепло-
носієм (евтектична суміш нітрит-нітратних солей). Температура клапана в
центрі тарілки знизилася на 110 °С, а в зоні опорної фаски – на 95 °С. Аналогіч-
ні результати були отримані О. К. Костіним з використанням методу електро-
теплової аналогії [4].

Незважаючи на високі тепловідвідні властивості, натрієве охолодження
не отримало широкого розповсюдження на двигунах масового виробництва, що
можна пояснити, головним чином, ускладненням технологічного процесу при
заповненні порожнини в клапані натрієм. Натрій, як відомо, є високоактивним
хімічним елементом, вибухонебезпечним при стиканні з вологою, чинить коро-

зійний вплив на сталі деталі. Використання нітрит-нітратних солей ефективно не лише в певному температурному інтервалі (150...550 °C), в якому суміші солей мають високу термічну стійкість і низьку корозійну активність [1].

Тепловий захист випускного клапана. Необхідність забезпечення надійної роботи деталей КЗ, особливо теплонапружених, форсованих ДВЗ з високими економічними показниками, привели до появи в останні десятиліття конструктивних рішень (теплозахисні кожухи, екрани, покриття). Розробці нових матеріалів на основі кераміки і металокераміки (оксиди алюмінію і магнію, діоксид цирконію, нітрид кремнію та інші), а також способам їх з'єднання з основними матеріалами деталей КЗ в останні роки приділялась особлива увага. Це пояснюють високими теплоізолюючими властивостями таких матеріалів, а також намаганнями розробників реалізувати ідею адіабатного двигуна. На сьогоднішній день оцінка перспективності такого напрямку провідними спеціалістами в галузі двигунобудування не є однозначною. Наведемо декілька прикладів таких конструктивних рішень, пов'язаних з тепловим захистом саме випускних клапанів.

В роботі [5] розглядаються результати роботи фірми Eaton (США) по зниженню теплонапруженості випускних клапанів з використанням теплових бар'єрів: цирконієве покриття тарілки клапана, захищене додатково штампованою накладкою з жароміцного матеріалу на основі нікелю. Випробування клапанів з такими бар'єрами на дизелі Cummins NTC – 359, а також проведені розрахункові дослідження температурного стану за допомогою МСЕ підтвердили можливість зменшення теплових потоків, підведених до клапана, на 40...50 %, а в перспективі до 75 %.

Експериментальна оцінка ефективності теплозахисного покриття проводилася авторами роботи [6] на дизелі з газотурбінним наддуванням і параметрами: $S / D = 15,2 / 14,0$, $\varepsilon = 15,7$, $N_e = 360$ кВт при $n = 2200$ хв⁻¹. На поверхню тарілки випускного клапана методом плазмового напилення було нанесено покриття з діоксиду цирконію товщиною 1,5 мм. Температурне поле досліджува-

лося за допомогою тонкоплівкових термопар, розміщених в поверхневому шарі. Як показали дослідження, середня температура теплоізоляційного шару зросла на 100...300 °C у порівнянні з базовим варіантом.

В роботі [7] приводяться результати експериментів, проведених фірмою Ford з метою оцінки надійності випускних клапанів, виготовлених з різних керамічних матеріалів. Аналізувалися стабілізований ітрієм діоксид цирконію і нітрид кремнію. В ході дослідження вивчався ТНС випускних клапанів як на стаціонарних, так і на перехідних режимах навантаження. Теоретичний етап включав розрахунки ТНС клапанів за допомогою МСЕ. Результати експериментальних і розрахункових досліджень в подальшому були використані для оцінки надійності керамічних матеріалів. При заданні числа циклів навантаження $N = 10^7$, як показали розрахунки, вірогідність руйнування випускних клапанів з діоксиду цирконію може скласти 100 %, в той же час надійність (моторесурс) клапанів з нітриду кремнію більша майже в два рази. За допомогою термопар визначалося температурне поле на поверхні клапанів при різких накидах навантаження. Детальні дослідження, в тому числі і металографічні, показали, що клапани з нітриду кремнію краще протистоять дії теплового удару при накидах навантаження.

В більшості публікацій, так само як і у згаданих, автори відзначають проблеми технологічного характеру, пов'язані з забезпеченням тривалої міцності керамічних клапанів, теплозахисного покриття в умовах роботи ДВЗ, а також зростання вартості таких деталей. Однак, як свідчить досвід зарубіжних фірм, зазначені проблеми можна успішно вирішувати і застосовувати тепловий захист випускних клапанів для підвищення надійності форсованих ДВЗ.

Продувка КЗ наддувним повітрям. Одним з ефективних і детально досліджених способів зниження температури випускних клапанів є продувка КЗ наддувним повітрям при збільшених кутах перекриття впускних і випускних клапанів в чотиритактних дизелях.

Так в роботі [8] приводяться результати експериментального дослідження впливу продувки на основні економічні показники середньообертового дизеля Д70, а також на тепловий стан деталей КЗ, зокрема випускних клапанів. Дослідження проводилися на одноциліндровому відсіку дизеля Д70 з метою підвищення економічності за рахунок інтенсифікації продувки і збільшення кута перекриття ϕ . При проведенні випробувань в днищі поршня глибина вирізів під клапани була збільшена до 20 мм, чим забезпечувалась надійна робота дизеля зі збільшеними кутами перекриття. В ході експерименту хромель-алюмелевими термопарами вимірювались температури поршня, днища кришки циліндра (між випускним клапаном і форсункою) та в центральній частині тарілок випускних клапанів. Перекриття клапанів для базового варіанта складало $\phi = 95$ град. п.к.в.

Основні позитивні результати по економічності (зниження витрат палива, підвищення потужності) були отримані на часткових режимах тепловозної характеристики при збільшенні кута ϕ від 95 до 125 і до 140 град. п.к.в. При цьому перекриття клапанів на часткових режимах помітно впливає на температури деталей КЗ. Так, наприклад, на режимі з $n = 740 \text{ хв}^{-1}$ збільшення ϕ від 125 до 140 град. п.к.в. при рівній потужності знижує температуру випускного клапана з 585° до 510°C .

Однак, як засвідчили подальші розрахунково-експериментальні дослідження, проведені для дизеля Д70, на номінальних режимах з $n = 1000 \text{ хв}^{-1}$ максимальні значення ефективного ККД можна досягти при куті $\phi = 45$ град. п.к.в., але при таких кутах продувка і охолодження клапанів практично відсутні. Ефективний ККД не змінюється в інтервалі кутів перекриття $\phi = 45 \dots 75$ град. п.к.в., а при подальшому збільшенні ϕ ККД починає знижуватись. Падіння ККД пояснюють наступним чином. При кутах $\phi = 45 \dots 75$ град. п.к.в., які є оптимальними для даного дизеля, циліндр повністю очищається від залишкових газів, що сприяє максимально можливому наповненню циліндра свіжим зарядом. Але вже при подальшому збільшенні кута ϕ маємо збільшення витрат продувочного

повітря, різке зниження температури випускних газів, збільшення протитиску перед турбіною p_T і, як наслідок, різке зростання насосних витрат, зниження механічного ККД.

Пропонуючи використання продувки для охолодження випускних клапанів, необхідно також проаналізувати умови роботи агрегатів наддування на конкретному дизелі, так як продувку не завжди можна реалізувати. В роботі [9] показано, що для здійснення ефективної продувки циліндрів тиск повітря у впускній системі p_s повинен бути помітно більшим від тиску у випускній системі p_T . При цьому якісна продувка можлива за умови, якщо $p_T \leq 0,85 p_s$.

Для дизелів з низьким і постійним тиском наддування поставлена умова буде нездійсненою. В такому випадку необхідно застосовувати імпульсну систему газотурбінного наддування.

Слід також зауважити, що інтенсифікація продувки за рахунок збільшення кута φ потребує внесення змін в конструкцію поршня, зокрема поглиблення вирізів під клапани в днищі, що приводить до збільшення шкідливих (неактивних) об'ємів. Для швидкохідних дизелів з порівняно невеликими діаметрами циліндрів такі додаткові об'єми можуть суттєво вплинути на робочий процес (зменшення ступеня стиску, зниження швидкості повітряного вихору і т.д) в сторону його погіршення.

Таким чином, продувка чотиритактного дизеля за рахунок збільшення кута перекриття є ефективним засобом поліпшення економічності і теплового стану випускних клапанів тихохідних і середньообертових дизелів з високим газотурбінним наддуванням на часткових режимах. Використання продувки на швидкохідних дизелях обмежене можливостями агрегатів наддування, якими комплектуються такі ДВЗ, порівняно низькими ККД турбокомпресорів, а також зниженням індикаторних показників внаслідок виконання в днищі поршня додаткових вирізів під клапани, які створюють неактивні об'єми.

Спеціальні системи охолодження клапанного вузла. Такі системи охолодження застосовуються на форсованих ДВЗ різних типів, але в основному на

стаціонарних, суднових і тепловозних великої потужності. Цьому сприяють значні геометричні розміри клапанів, які дозволяють компактно розмістити деталі системи в тілі клапана, що особливо важливо для систем рідинного охолодження. При цьому клапан можна надійно герметизувати зі сторони КЗ. Розглянемо типові приклади таких систем, з використанням, на жаль, лише відомих описів до патентів та заявок на винаходи.

В публікації [10] наводиться опис конструкції клапана з внутрішнім рідинним охолодженням. В стрижні клапана передбачено два канали, сполучені з кільцевою камерою охолодження, яка розміщена в тарілці клапана. Прохідні перетини каналів забезпечують безперервну циркуляцію масляного охолоджувача і виключають його перегрівання.

Відома також система масляного охолодження [11] випускного клапана, в якому нижня частина тарілки приварюється після установки в порожнину стрижня тонкостінної трубки. При цьому нижня частина трубки закріплюється в центральному отворі кільцевої вставки, що повторює форму внутрішньої порожнини в тарілці клапана. Охолоджувач по трубці направляється в порожнину, утворену вставкою і нижньою привареною частиною головки клапана, далі проходить через наскрізний отвір в кільцевій вставці і потрапляє в кільцеву порожнину між трубкою і стінкою стрижня та виходить з клапана через отвір у верхній частині стрижня.

Пропонується система водяного охолодження вставного клапанного вузла [12]. Передбачається охолодження прямої втулки і сідла клапана. Система охолодження клапанного вузла сполучена з системою охолодження кришки циліндра дизеля. На нижньому торці корпусу, який використовується для закріплення сідла, передбачено кільцевий канал. В цей канал по трубкам підводиться і відводиться охолоджуюча рідина з рубашки охолодження прямої втулки.

Системи охолодження клапанного вузла, в яких для охолодження використовується стиснене повітря, відрізняються від систем масляного і водяного

охолодження простотою, технологічністю виготовлення і надійністю в експлуатації, але поступаються у тепловідвідній здатності. Простота і надійність, а також оснащеність сучасних дизелів системами наддування, привідними повітряними компресорами зумовили використання повітряних систем охолодження клапана не лише на стаціонарних, суднових двигунах, але і на деяких швидкохідних дизелях транспортного типу.

Про це свідчить аналіз науково-технічних і патентних видань. Так в публікації [13] описано пристрій для охолодження випускного клапана, в якому передбачається подача стисненого повітря по центральному каналу в стрижні клапана у порожнину в тарілці. Охолоджуюче повітря виходить у випускний тракт через наскрізні отвори в стінці тарілки, розміщені між ущільнюючою опорною фаскою і стрижнем. Порожнисте сидло клапана охолоджується таким же чином.

Пропонується [14] повітряна система охолодження випускного клапана дизеля з турбонаддуванням, для охолодження повітря відбирається з порожнини за компресором і по каналам в ГЦ надходить в кільцевий канал між сидлом клапана і його гніздом в ГЦ. З кільцевого каналу через отвори в сидлі охолоджуюче повітря витікає у випускний тракт. Охолоджуючий ефект досягається як за рахунок безпосереднього обдування тарілки клапана, так і за рахунок відведення тепла від клапана через охолоджуване сидло. Повітряне охолодження відрізняється простотою і особливо ефективно при роботі дизеля на важкому паливі зі значним вмістом сірки.

4.2 ТНС охолоджуваного повітрям клапана

Особливості задання ГУ. Розрахунки температурних полів неохолоджуваних варіантів клапанів на стаціонарних режимах, результати яких детально аналізуються в [15], дозволили уточнити ГУ по зовнішній теплообмінній поверхні клапанів. Отримані ГУ для близьких режимів навантаження можна в осно-

вному перенести і для моделювання теплового стану охолоджуваних варіантів, але доповнити їх ГУ на поверхнях, що охолоджуються повітрям.

Для визначення середньої тепловіддачі при турбулентному режимі протікання теплоносія в трубах проф. М. О. Міхєєв [16] рекомендує використовувати критеріальне рівняння виду

$$\overline{Nu} = 0,021 \cdot Re_{ж}^{0,80} \cdot P_{Гж}^{0,43} \cdot \left(\frac{P_{Г}}{P_{Гс}} \right)^{0,53} \cdot \varepsilon_l, \quad (4.1)$$

де ε_l – коефіцієнт, який враховує зміни середнього коефіцієнта тепловіддачі впродовж труби.

За визначальний розмір для труби з круглим перетином приймаємо діаметр труби, а за визначальну температуру – середню температуру рідини. Критеріальне рівняння (4.1) знаходить застосування в розрахунках різноманітних систем охолодження ДВЗ, в яких для охолодження використовують рідини і повітря. Для повітря критеріальне рівняння спрощується

$$\overline{Nu} = 0,018 \cdot Re_{ж}^{0,8}. \quad (4.2)$$

Для визначення граничного коефіцієнта тепловіддачі в проточній порожнині охолоджуваного клапана $\alpha_{ПП}$ знайдемо значення $Re_{кр}$ для критичної швидкості витікання повітря, яка для двоатомних газів спостерігається при відношенні $p_2 / p_1 = 0,528$. За тиск p_2 на виході з клапана приймаємо значення $p_T = 0,16$ МПа у випускному колекторі, тоді критичний режим витікання настане при $p_1 \approx 0,3$ МПа, або, в прийнятих раніше позначеннях, при $p_{П} \cong 0,2$ МПа (надлишковий тиск повітря на вході в клапан). Для критичного витікання швидкість охолоджувача знайдемо по відомій формулі

$$W_{кр} = 1,8 \sqrt{RT_1}, \quad (4.3)$$

де $T_1 = 24 + 273 = 297 \text{ K}$ – температура охолоджуючого повітря на вході в клапан.

Критична швидкість становить $W_{\text{кр}} = 315 \text{ м/с}$. Наводимо інші вихідні дані для розрахунку α_{III} : довжина повітряного каналу в клапані (розділ 2) $l = 40 \text{ мм}$; діаметр каналу $d = 5,5 \text{ мм}$; коефіцієнт теплопровідності повітря при $t_{\text{II}} = 24 \text{ }^\circ\text{C}$ по даним [16] $\lambda_{\text{II}} = 2,63 \text{ Вт/(м}\cdot\text{K)}$; кінематична в'язкість повітря $\nu = 15,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$. В такому випадку

$$\text{Re}_{\text{кр}} = \frac{W_{\text{кр}} d}{\nu} = \frac{315 \cdot 0,0055}{15,5 \cdot 10^{-6}} = 111774;$$

$$\text{Re}_{\text{кр}}^{0,8} = 10931;$$

$$\text{Nu} = 0,018 \cdot 10931 = 196;$$

$$\alpha_{\text{III}} = \text{Nu} \frac{\lambda}{d} = \frac{196 \cdot 0,0263}{0,0055} = 937 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{K)}.$$

Врахувавши значення коефіцієнта ε_l при $l/d = 7,2$ [16], в результаті отримаємо граничне значення $\alpha_{\text{III}} = 1204 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{K)}$.

Для розрахунку значень α_{III} в докритичному діапазоні витікання необхідно знати дійсні швидкості повітря в каналі. Внаслідок складного характеру газодинамічних процесів витікання охолоджуючого повітря, змін тиску за клапаном, зворотно-поступального руху клапана та зміни площі повітропідвідного перетину, використання відомих з термодинаміки формул для швидкості витікання є некоректним. Однак для приблизної оцінки можна порівняти критичні і дійсні витрати повітря через систему ЛО, які були визначені експериментально (розділ 2) і відповідні значення швидкостей витікання. Так при критичній швидкості витікання $W_{\text{кр}} = 315 \text{ м/с}$ об'ємна витрата повітря складає $20,7 \text{ м}^3/\text{год}$. Якщо експериментальні значення витрат змінюються від $3,76$ до $6,4 \text{ м}^3/\text{год}$, то значення швидкості не повинне перевищувати $70 \dots 95 \text{ м/с}$ при змінах надлиш-

кового тиску p_{Π} від 0,1 до 0,3 МПа. При цьому орієнтовні значення $\alpha_{\Pi\Pi}$ складуть 360...440 Вт/(м²·К). Для порівняння, експериментальні значення коефіцієнта тепловіддачі, встановлені проф. Г. Б. Розенблітом і наведені в роботі [15] від поверхні опорної фаски впускного клапана до наддувного повітря склали 1160...1395 Вт/(м²·К) при температурі фаски 440 °С (дизель Д70). Рівень швидкості в прохідних перетинах клапанів досягає 113...120 м/с. З наведених прикладів, підтверджених моторними експериментами, можна зробити висновок щодо достовірності значень $\alpha_{\Pi\Pi}$, які задаються в подальшому моделюванні теплового стану охолоджуваного повітрям впускного клапана. Значення ГУ задачі теплопровідності для охолоджуваного впускного клапана швидкохідного дизеля з $p_{\Pi} = 0,1$ МПа та їх розподіл по окремим ділянкам теплообмінної поверхні представлені в табл. 4.2 та на рис. 4.1.

Таблиця 4.2 – ГУ задачі теплопровідності для охолоджуваного ($p_{\Pi} = 0,1$ МПа) клапана

№ зони	$n_{xx} = 800 \text{ хв}^{-1}$		$N_e = 73,6 \text{ кВт}, n = 1800 \text{ хв}^{-1}$	
	$\alpha, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	$t, \text{°С}$	$\alpha, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	$t, \text{°С}$
1	180	248	650	732
2	350	52	350	150
3	450	40	450	90
4	177	178	650	510
5	620	30	620	45
6	65	35	65	52
7	180	240	650	732
8	1700	135	1900	260
9	177	178	650	500
10	130	135	650	490
11	130	180	650	480
12	130	119	650	400
13	450	66	450	150
14	400	50	400	140
15	350	45	350	130
16	63	35	65	60
18	600	30	600	45
19	620	30	620	45
20	620	30	620	45
21	620	30	620	45

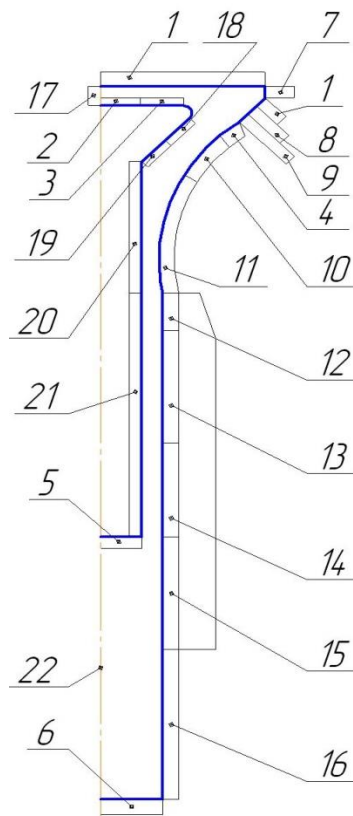


Рисунок 4.1 – Схема задання ГУ для охолоджуваного клапана

Для розрахунку теплового і напружено-деформованого стану використовуємо ММ ТНС охолоджуваного клапана. Досліджуються режими дизеля 4ЧН12/14 при значеннях тиску охолоджувача $p_{\text{П}} = 0,1 \dots 0,3$ МПа.

Температурне поле охолоджуваного клапана при $p_{\text{П}} = 0,1$ МПа (рис. 4.2) має суттєві відмінності у порівнянні з неохолоджуваним варіантом. Відмінності проявляються як в рівнях температур, так і в характері їх розподілу. Рівень розрахункових температур на $150 \dots 200$ °С нижче, чим для неохолоджуваних варіантів. В найбільш віддалених від проточної охолоджуваної порожнини зонах зниження температури склало $100 \dots 125$ °С. На ділянці між вогневою поверхнею тарілки та горизонтальною ділянкою розширювальної порожнини ізотерми практично паралельні горизонтальній поверхні. Вдовж осьової порожнини в стрижні клапана ізотерми відхиляються від горизонтального положення, характерного для неохолоджуваних варіантів, що можна пояснити більш інтенсив-

ним внутрішнім тепловідведенням зі сторони охолоджуваної порожнини в порівнянні з тепловідведенням в напрямку втулки.

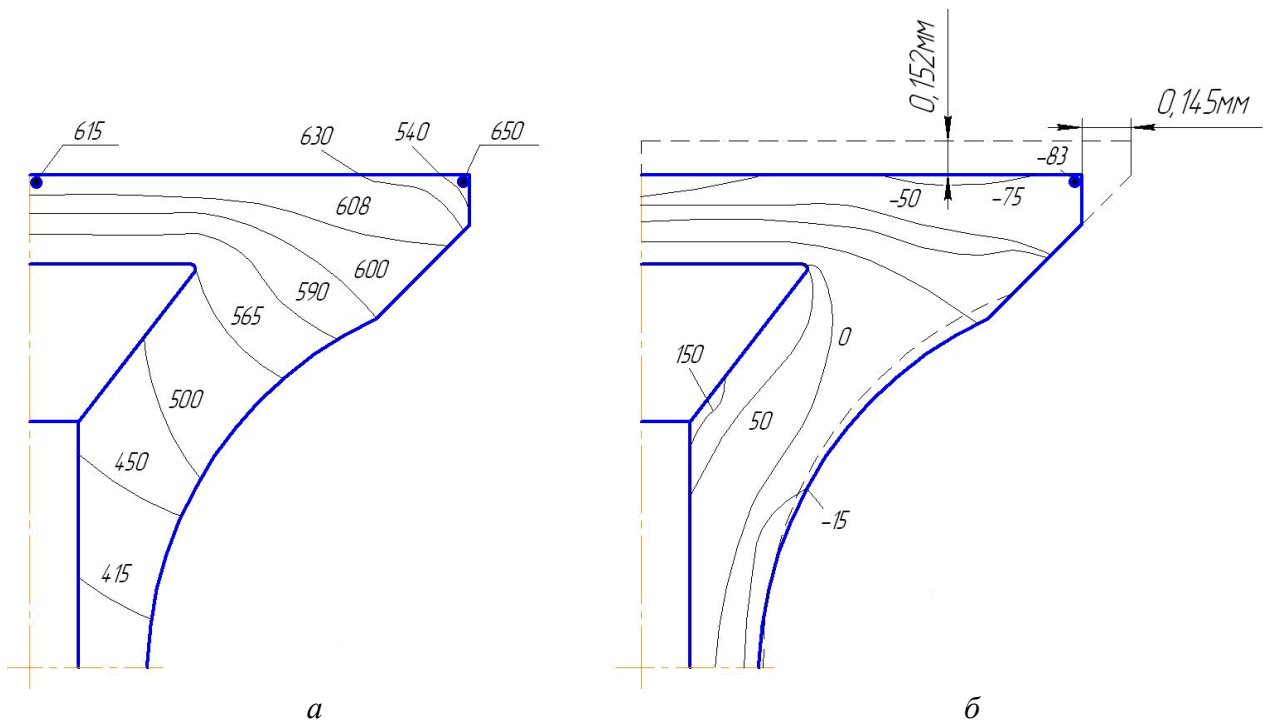


Рисунок 4.2 – ТНС охолоджуваного клапана дизеля 4ЧН12/14 на номінальному режимі ($N_e = 73,6$ кВт, $n = 1800$ хв⁻¹) з тиском охолоджувача $p_{\text{П}} = 0,1$ МПа:
 а – температурне поле, °С; б – колові напруження, МПа і деформації

Аналіз напруженого стану показує, що визначальну роль відіграють колові напруження, так само, як і для неохолоджуваних клапанів. Найбільш навантажена розтяжними напруженнями ділянка конічної поверхні розширювальної порожнини (50 МПа і більше). При цьому найбільші розтяжні напруження (150...170 МПа) спостерігаються в місцях переходу конічної поверхні розширювальної порожнини в циліндричну. Інтенсивність напружень в цій зоні також максимальна – 142 МПа. Для порівняння, межа міцності на розтягування при експлуатаційних температурах 450...500 °С в цій зоні складає $\sigma_B = 590 - 780$ МПа для матеріалу клапана – сталі 4Х9С2. Тим не менш, ця зона є небезпечним концентратором напружень, які можуть стати причиною руйнування. Усунути цей конструктивний недолік можна, наприклад, застосуванням

для виготовлення заготовки клапана описаний раніш метод екструзії, який забезпечує виконання внутрішньої порожнини з плавними переходами між окремими ділянками порожнини.

Проведений порівняльний аналіз ТНС охолоджуваного клапана під дією термомеханічних навантажень і ТНС клапана під дією лише термічних навантажень показав, що вплив механічного навантаження – тиску газів зі сторони КЗ проявляється в найбільшій мірі для ділянки тарілки клапана між вогневою поверхнею тарілки і горизонтальною поверхнею розширювальної порожнини. Так, наприклад, по коловим напруженням відсутність механічного навантаження зі сторони КЗ приводить до зниження напружень в центральній частині тарілки від -91,3 МПа до 9,7...10 МПа, на периферійних ділянках тарілки колові напруження знижуються від -83,8 МПа до -56,9 МПа. Таким чином, прикладення механічного навантаження вирівнює перепади напружень, які створюються нерівномірним температурним полем. Осьові напруження найбільш чутливі до механічних навантажень. Прикладення навантаження збільшує осьові напруження в нижніх прошарках тарілки в середньому на величину цього навантаження (від 0,2 МПа до 10,1 МПа), при цьому у більш віддалених від вогневої поверхні прошарках розтягувальні осьові напруження переходять в стискаючі.

Інтенсивність напружень, так само як і колові напруження, максимально зростає в центральній частині тарілки (від 10 до 82,2 МПа) і в меншій мірі в зоні опорної фаски (від 57,5 до 75, 4 МПа). Осьові і радіальні переміщення за відсутності механічного навантаження і при його прикладенні майже не змінюються, що підтверджує термічний характер їх виникнення.

При переході на режими з $p_{\Pi} = 0,2$ МПа та $p_{\Pi} = 0,3$ МПа (рис. 4.3 і 4.4) збільшується тепловідведення, знижуються рівні максимальних температур, але характер проходження ізотерм по меридіональному перетину залишається без змін. Для режимів з $p_{\Pi} = 0,2$ МПа подальше зниження температур у порівнянні з попереднім режимом складає 80...90 °С, а при $p_{\Pi} = 0,3$ МПа відповідно 140...150 °С.

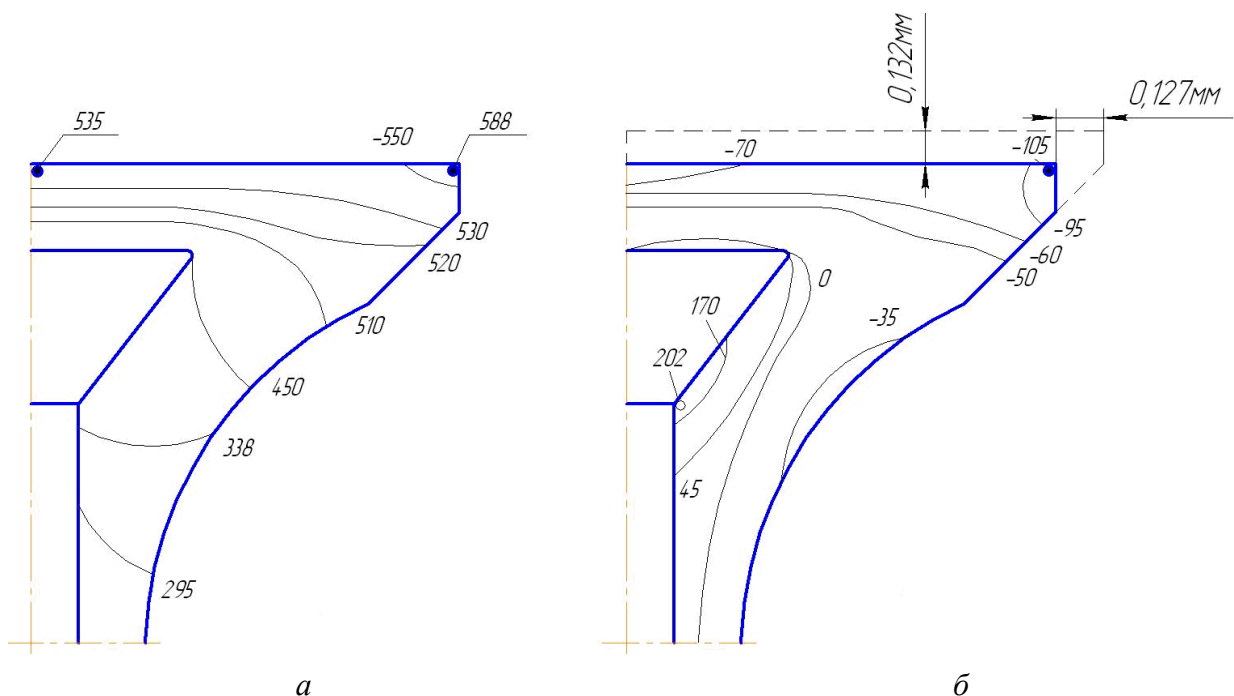


Рисунок 4.3 – ТНС охолоджуваного клапана дизеля 4ЧН12/14 на номінальному режимі з тиском охолоджувача $p_{\Pi} = 0,2$ МПа:
 а – температурне поле, °С; б – колові напруження, МПа і деформації

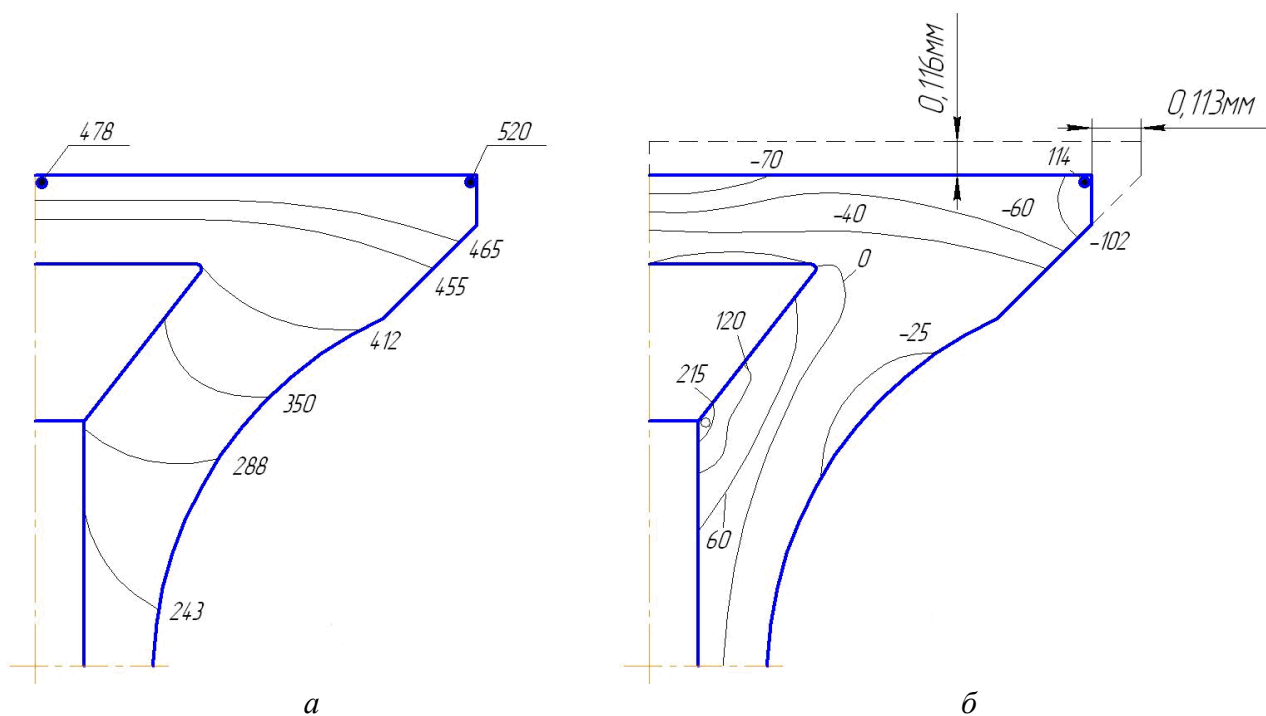


Рисунок 4.4 – ТНС охолоджуваного клапана дизеля 4ЧН12/14 на номінальному режимі з тиском охолоджувача $p_{\Pi} = 0,3$ МПа:
 а – температурне поле, °С; б – колові напруження, МПа і деформації

Найбільший вплив на ТНС клапана і в даному випадку мають колові напруження. При практично незмінних значеннях колових напружень в централь-

ній частині тарілки (85...91 МПа) зі зростанням інтенсивності охолодження зростають напруження в зоні опорної фаски (від 83,8 МПа до 144 МПа). Температура крайки фаски при $p_{\Pi} = 0,3$ МПа знизилася до 520 °С.

Найбільші інтенсивності напружень, як і при $p_{\Pi} = 0,1$ МПа, маємо в зоні переходу конічної поверхні розширювальної порожнини в осьовий канал (170...180 МПа). Внаслідок зниження температури, зменшуються максимальні осьові і радіальні переміщення (0,113...0,116 мм).

4.3 Оцінка додаткових енергетичних витрат на ЛО клапана

Аналіз лише теплового стану охолоджуваного повітрям клапана, проведений за результатами експериментів (розділ 2), без оцінки додаткових енергетичних витрат, необхідних для помпування стисненого повітря через систему ЛО, не дозволяє зробити кінцевий висновок щодо ефективності даного способу охолодження. Ефект оцінюється не лише рівнем досягнутих внаслідок охолодження температур, але й енергетичними витратами, які забезпечили цей рівень.

Як відзначалося в роботі [15], розглядалася схема ЛО з поршнеvim повітряним компресором. Вибір для аналізу саме такої схеми виправданий, так як більшість автотракторних ДВЗ укомплектовані штатними привідними компресорами, які призначені для створення надлишкового тиску в пневматичній системі автомобіля або ж трактора. При цьому повітряний компресор має привід від колінчастого вала двигуна. Повітря підводиться до компресора з повітроочисника дизеля. Стиснене поршнями компресора повітря нагнітається в систему через пластинчасті клапани, розміщені в головці компресора. При досягненні в пневматичній системі граничного тиску (0,7...0,8 МПа) спрацьовує регулятор тиску і переводить компресор на режим холостої роботи. При зниженні тиску до певного рівня (0,5...0,6 МПа) компресор знову переводиться в робочий режим і подає стиснене повітря в систему.

Крім поршневих компресорів, як засвідчив проведений аналіз відомих систем охолодження випускних клапанів, в якості джерела стисненого повітря можна використовувати турбокомпресори системи наддування.

Для розрахунку потужності компресора N_K на помпування повітря через систему ЛО клапана експериментально (розділ 2) визначалися об'ємні витрати повітря G_{Π} для різних значень надлишкового тиску повітря p_{Π} . Для порівняння, на рис. 4.5 приведені графіки витрат повітря через дизель G_S і через систему ЛО G_{Π} в залежності від навантаження.

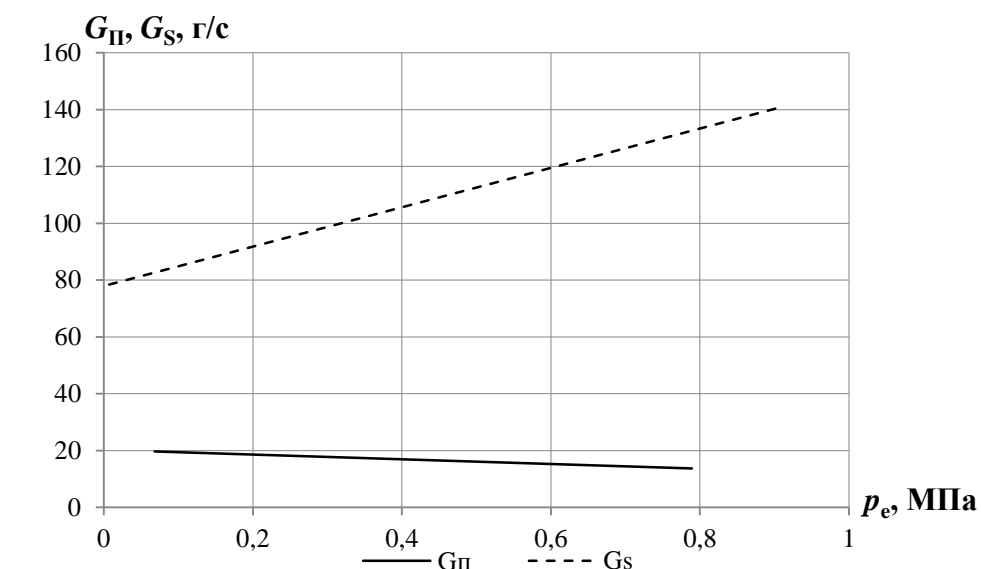


Рисунок 4.5 – Витрати повітря через дизель G_S і систему ЛО клапана G_{Π} ($p_{\Pi} = 0,1$ МПа, $n = 1600$ хв⁻¹)

Скориставшись експериментальними даними, можна розраховувати витрати потужності дизеля на привід повітряного компресора. С цією метою розглянемо загальновідомі з термодинаміки співвідношення для теоретичної адіабатної роботи стиску та теоретичної потужності компресора. Теоретичну роботу стиску визначимо для мінімальної $G_{\Pi \min} = 3,76$ м³/год та максимальної $G_{\Pi \max} = 6,5$ м³/год (розділ 2) витрат повітря через систему ЛО.

Скористаємось формулою

$$L = \frac{k}{k-1} p_1 V_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right], \quad (4.4)$$

де $k=1,4$ – показник адіабати стиску;

$p_1 = 0,10$ МПа – тиск повітря на вході в компресор;

$p_2 = p_{\Pi} + p_1$ – абсолютний тиск повітря за компресором, МПа;

$V_1 = G_{\Pi}$ – годинна витрата повітря, м³/год.

Знайшовши теоретичну роботу стиску L , теоретичну потужність компресора в перерахунку на $z = 4$ клапани (дизель 4ЧН12/14) знаходимо по формулі

$$N_k^T = \frac{zL}{3600 \cdot 1000}. \quad (4.5)$$

Теоретична потужність склала при надлишковому тиску $p_{\Pi} = 0,1$ МПа $N_{K \min}^T = 0,319$ кВт, а для $p_{\Pi} = 0,3$ МПа $N_{K \min}^T = 1,224$ кВт. Визначившись з тиском компресора і знаючи його ККД, можна розрахувати дійсне значення потужності компресора. Для визначення потужності компресора в дійсному циклі скористаємось рекомендаціями [17].

Дійсну (індикаторну) потужність N_i представляють у вигляді

$$N_i = N_H + \Delta N, \quad (4.6)$$

де N_H – номінальна індикаторна потужність;

$\Delta N = \Delta N_{yc} + \Delta N$ – додаткові витрати потужності внаслідок опору при усмоктуванні повітря і його нагнітання.

Номінальну потужність N_H можна розглядати як різницю потужностей, витрачених в теоретичному адіабатному циклі для подачі газу в зону високого тиску і поверненні його в зону низького тиску [17].

Значення ΔN_{yc} і ΔN_H залежать від опору усмоктувального та нагнітального клапанів, холодильника стисненого повітря, масловідбірника і трубопроводів. Вказані витрати в розрахунках можуть бути уточнені по середнім статистичним даним. Відношення індикаторної потужності (або ж роботи) до номінальної виражають індикаторним коефіцієнтом C_i

$$C_i = \frac{N_i}{N_H} = \frac{L_i}{L_H}. \quad (4.7)$$

Надлишок індикаторної потужності над номінальною індикаторною

$$\begin{aligned} \Delta N &= N_i - N_H = \Delta C_i \cdot N_H; \\ \Delta C_i &= C_i - 1, \end{aligned} \quad (4.8)$$

де ΔC_i – коефіцієнт втрат індикаторної роботи (потужності). Значення ΔC_i приведені в роботі [17] в залежності від номінального тиску усмоктування p_{yc} та відношення ε тисків для ступеня компресора. Для гальмівних компресорів, які встановлюються на дизелях 4ЧН12/14 ($p_{yc} = 0,1$ МПа, $\varepsilon = 5 \dots 6$) значення ΔC_i складає $0,10 \dots 0,11$, а індикаторні потужності для розглянутих варіантів $N_{i \min} = 0,425$ кВт, $N_{i \max} = 1,632$ кВт.

Потужність на привід компресора N_K перевищує індикаторну N_i на величину потужності тертя $N_{тр}$, яку враховують механічним ККД η_M . Для вибраного типу компресора по даним [17] $\eta_M = 0,80 \dots 0,85$. В результаті маємо $N_{K \min} = 0,530$ кВт, $N_{K \max} = 2,04$ кВт.

Таким чином, для дизеля 4ЧН12/14 ($N_e = 73,6$ кВт, $n = 1800$ хв⁻¹), який має ефективну питому витрату палива на номінальному режимі $g_e = 234$ г/(кВт·год),

використання додаткового поршневого компресора з надлишковим тиском на виході $p_{\Pi} = 0,1$ МПа приведе до збільшення витрат пального на $\Delta g_e = 1,6$ г/(кВт·год), а з тиском $p_{\Pi} = 0,3$ МПа – на $\Delta g_e = 6,1$ г/(кВт·год). Однак відомо, що підвищення середніх температур циклу шляхом інтенсифікації процесів сумішоутворення, збільшення циклової подачі палива, теплоізоляції деталей КЗ забезпечує помітне зниження величини g_e . Так, наприклад, перехід на форсовані режими (СМД-22, $N_e = 103$ кВт, $n = 1800$ хв⁻¹) в даному випадку приводить до зниження витрат палива до рівня $g_e = 228$ г/(кВт·год), тобто на $\Delta g_e = 6$ г/(кВт·год). При цьому, як слідує з аналізу ТНС клапана на форсованих режимах, суттєво, в середньому на 150...200 °С зростають його температури, якщо не застосовувати ЛО. При більш високих рівнях форсування функціонування системи ЛО стає не лише виправданим з точки зору підвищення надійності, але й економічно вигідним, якщо більш високим рівням форсування відповідають більш високі значення тиску p_{Π} .

4.4 Аналіз ТНС сідла випускного клапана

Поліпшення умов тепловідведення від випускного клапана форсованого дизеля, як однієї з найбільш термічно навантажених деталей КЗ, в значній мірі залежить від контактуючих з клапаном сідла і напрямної втулки. Проведені розрахункові дослідження ТНС сідла мали за мету, насамперед, вивчення впливу ЛО на температурне поле сідла в залежності від його геометричних параметрів, умов закріплення в головці, а також теплофізичних властивостей матеріалу.

Розрахунковий аналіз проводився з використанням вісесиметричної МСЕ-моделі для сідла випускного клапана дизеля 4ЧН12/14. В дослідженні були використані експериментальні матеріали, які вже розглядалися (розділ 2). Особливості задання ГУ задачі теплопровідності також детально розглядалися для серійного і охолоджуваних варіантів в розділі 1 роботи [15].

На початковому етапі дослідження було проаналізовано вплив розмірів кільцевого каналу з охолоджуючим повітрям зі сторони зовнішньої бічної по-

верхні сідла. Крім серійного (неохолоджуваного), розглядалися варіанти з різною площею охолодження, представлені на рис. 4.6 з дискретизацією на скінченні елементи. Варіанти 1 і 2 відрізняються радіусом (глибиною) кільцевого проточення у тілі сідла. У варіанті 3 площа тепловідведення додатково збільшена за рахунок висоти сідла. Матеріал сідла – сталь ЭИ 69.

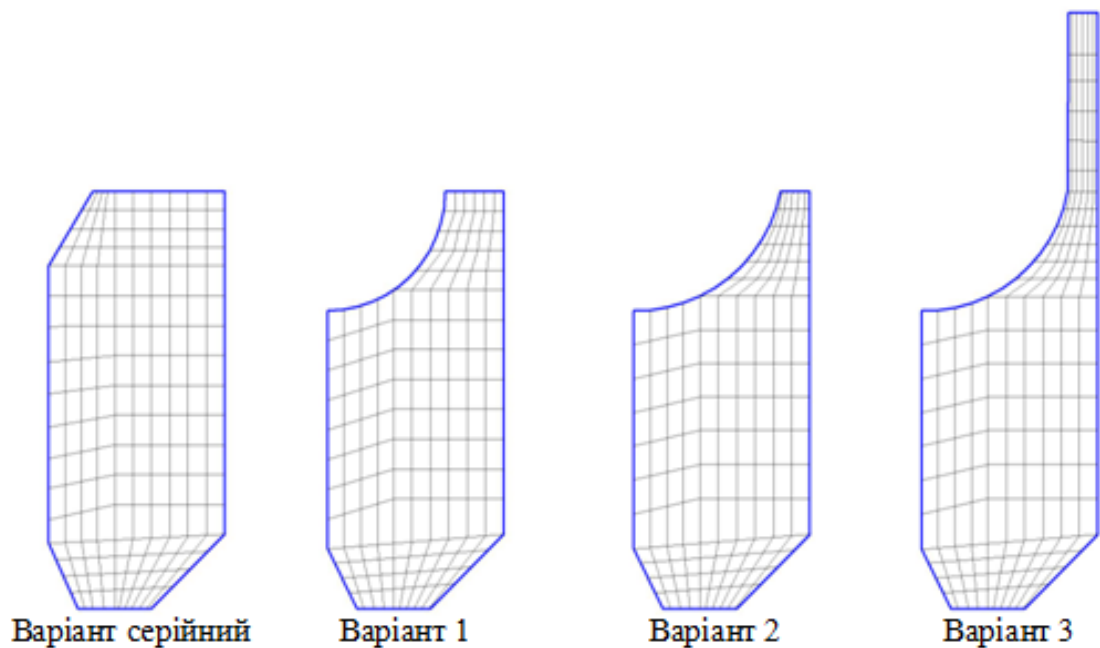


Рисунок 4.6 – Розрахункові області серійного та охолоджуваних варіантів сидел

Як показало проведене розрахункове моделювання з використанням вузлової ММ [15] теплообмінних процесів, зниження температури в зоні опорної фаски сідла на 50...80 °С приводить до зниження приблизно на таку ж величину температури випускного клапана у прилеглій до фаски зоні тарілки. Незважаючи на те, що глибина поширення цих температурних змін в тілі клапана незначна (в центральній частині тарілки всього лише на 5...8 °С), при цьому помітно знижуються температурні напруження і деформації поблизу фаски.

Розглянемо більш детальніше можливості зниження температури сідла за рахунок повітряного ЛО самого сідла, а також прилеглої до сідла частини днища ГЦ. Слід зазначити, що цей спосіб розповсюджений в конструкціях зарубіжних суднових і тепловозних ДВЗ. Особливістю таких конструкцій є окремий

охолоджуваний клапанний вузол, який містить порожнини для охолоджувача, зокрема в районі сідла. Для охолодження застосовуються як рідини, так і повітря. Вузол в цілому монтується під час збирання ДВЗ. Подібні розробки для швидкохідних автотракторних ДВЗ не набули поширення, головним чином, у зв'язку з порівняно обмеженими розмірами ГЦ, щільним розміщенням порожнин охолодження, випускних і впускних клапанів та інших конструктивних елементів головки. В той же час актуальність таких розробок, враховуючи зростання рівня форсування швидкохідних ДВЗ, не викликає сумнівів.

Варіанти конструкцій, представлені на рис. 4.6 можна віднести до найпростіших, які не вимагають внесення значних конструктивних змін ні для сідла, ні для ГЦ в цілому. Так для охолодження сідла у варіантах 1 і 2 зі сторони бічної сторони серійного сідла виконуються проточування з радіусами заглиблення відповідно 2 і 2,5 мм при радіальній товщині сідла 3 мм і його висоті 7 мм. У варіанті 3 кільцеве проточування з радіусом заглиблення 2,5 мм доповнюється тепловідвідною поверхнею за рахунок збільшення висоти стінки до 10 мм. ГУ задачі теплопровідності та їх розподіл по периметру розрахункової області для охолоджуваних варіантів представлені в табл. 4.3 і на рис. 4.7.

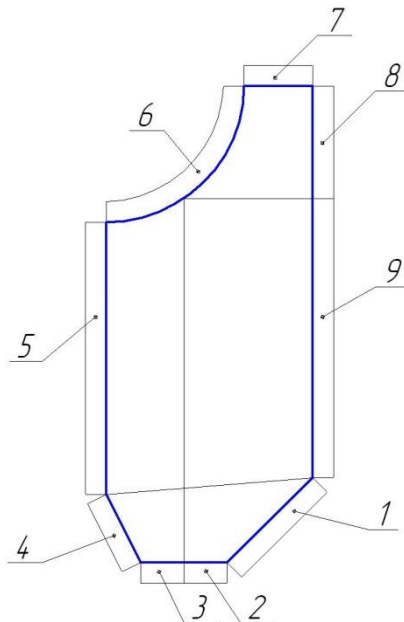


Рисунок 4.7 – Схема задання ГУ для охолоджуваних сідел

Таблиця 4.3 – Задання ГУ для охолоджуваних варіантів 1-3 сідел

№ зони	1	2	3	4	5	6	7	8	9
α , Вт/м ² ·°C	2000	750	750	750	5156	600	1256	800	850
t , °C	670	890	890	890	260	40	150	630	630

Для всіх варіантів моделюється номінальний режим роботи двигуна. Передбачається, що для варіантів 1...3 охолоджуюче повітря підводиться під надлишковим тиском $p_{\Pi} = 0,1$ МПа в утворений кільцевий канал і витікає, наприклад, через наскрізні отвори на внутрішній бічній поверхні сідла у випускний тракт. Маючи на увазі саме таке конструктивне рішення значення коефіцієнтів тепловіддачі та результуючі за теплообміном температури в ГУ задачі теплопровідності для охолоджуваного сідла в зоні 6 (рис. 4.7) можна прийняти близькими до значень цих параметрів для охолоджуваного клапана, так як умови циркуляції охолоджувача (тиск повітря, тиск у випускному тракті, розміри охолоджуваної порожнини) через клапан і через сідло подібні.

Температурні поля серійного сідла і варіантів з охолодженням приведені на рис. 4.8, розподіл переважаючих колових напружень – на рис. 4.9.

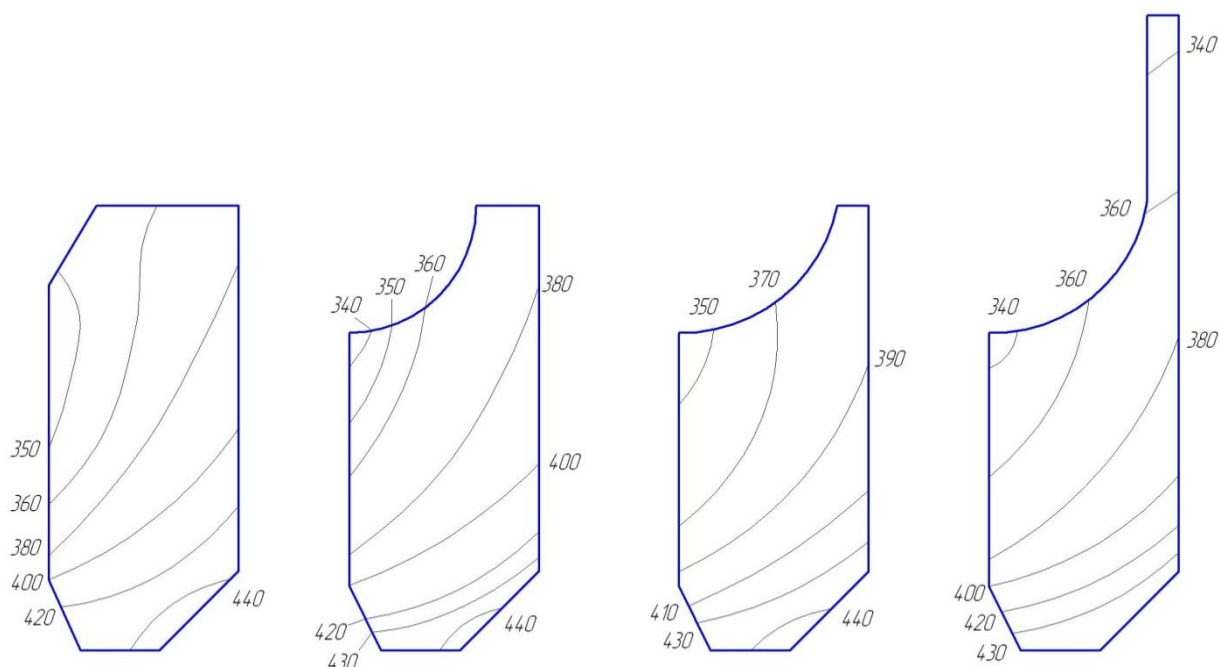


Рисунок 4.8 – Температурні поля для розрахункових варіантів сідел, °C

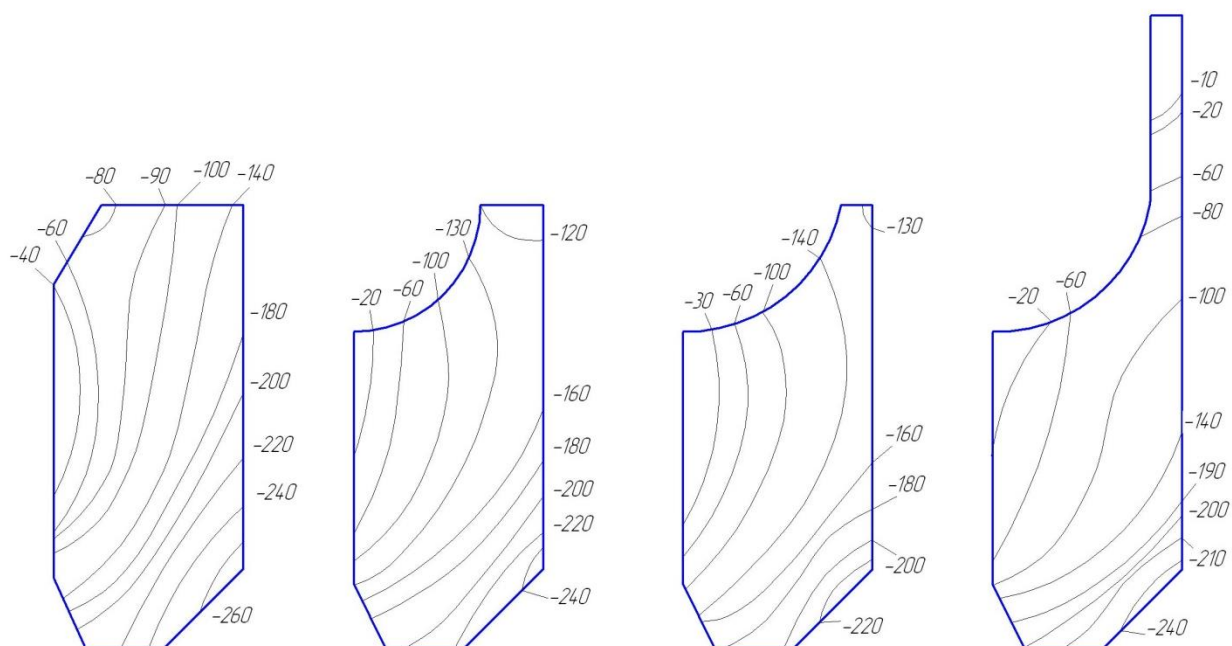


Рисунок 4.9 – Поля колових напружень для розрахункових варіантів сидел, МПа

Порівняльний аналіз серійного і охолоджуваних варіантів свідчить про незначний вплив охолодження на тепловий стан сидла в такому конструктивному виконанні. Так у зоні опорної фаски зниження температури для найкращого з точки зору тепловідведення варіанта 3 не перевищує 10...15 °С. Зниження температури сидла поблизу каналу охолодження складає 20...30 °С.

На приведених варіантах 1...3 оцінювався також вплив і інших факторів на тепловий стан сидла, зокрема, моделювались зміни температури на зовнішній бічній поверхні (зона 5), які в основному залежать від теплового стану ГЦ, інтенсивності її охолодження. Зниження температури в цій зоні до рівня 180...200 °С може привести до зниження температур сидла в середньому на 40...50 °С, при цьому зниження температури в зоні опорної фаски складе 30...35 °С. Знизити температуру головки до 180...200 °С можна, наприклад, за рахунок інтенсифікації основного водяного охолодження, наближення порожнин охолодження до сидла, а також застосування ЛО цієї ділянки. Перспективним можна також вважати варіанти з виконанням порожнини в тілі сидла, максимального її наближення до опорної фаски. Такі конструктивні рішення для суднових і тепловозних ДВЗ вже дають позитивні результати.

Серед складових напруженого стану переважають колові стискаючі напруження (рис. 4.9). Показані зміни геометрії поперечного перерізу сидла для варіантів

1...3, а також зміни умов обпирання по верхній торцевій поверхні приводять до зниження колових напружень в зоні опорної фаски на 20...30 МПа, а поблизу каналу охолодження – на 20...60 МПа.

Проведений аналіз ТНС найпростіших конструктивних варіантів не виявив суттєвих змін, щодо його поліпшення, підтвердив необхідність пошуку ефективніших рішень. Основні результати цього початкового етапу представлені також в публікаціях [18, 19].

В подальших розрахункових дослідженнях оцінювалися такі фактори як щільність посадки сідла в ГЦ, а також теплофізичні властивості матеріалів сідла.

Для оцінки впливу щільності посадки сідла в головці на температурне поле сідла і на можливе збільшення тепловідведення від сідла і клапана в головку розглядалися три характерних варіанти закріплення сідла, представлені на рис. 4.10.

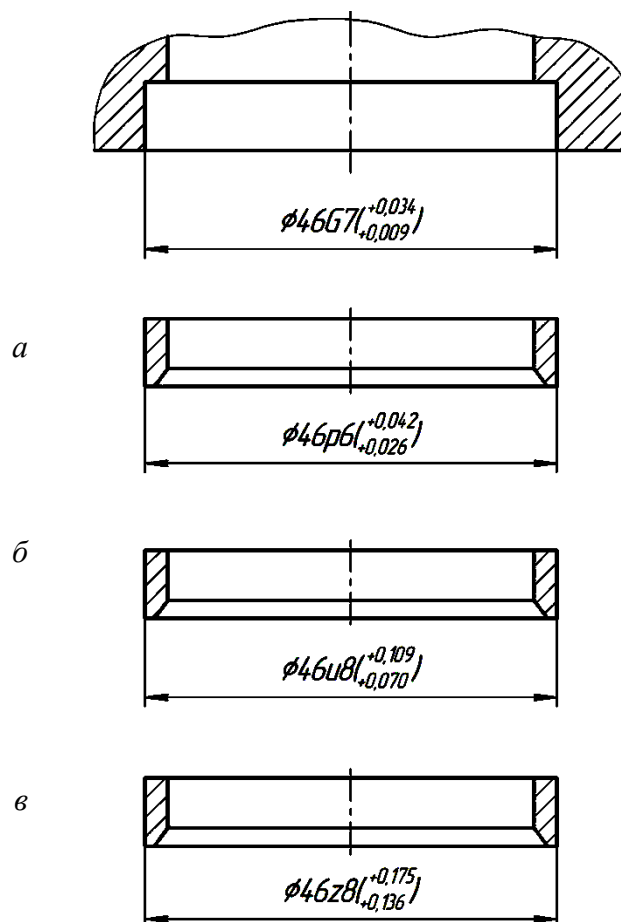


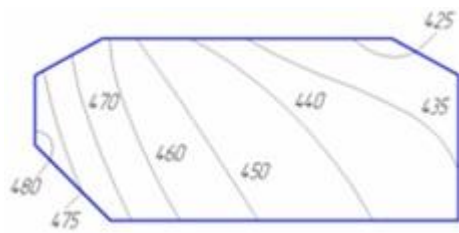
Рисунок 4.10 – Варіанти закріплення сідла в головці циліндрів

Вказані варіанти відрізняються величиною натягу в спряженні, середнє значення якого в холодному стані в залежності від посадки складає: для варіанта *a* – 0,015 мм, для варіанта *b* – 0,053 мм, для варіанта *b* – 0,134 мм. Посадка по варіанту *a* відповідає так званому «плаваючому» сидлу, по варіанту *b* – дотримуються умов закріплення сидла в серійній ГЦ дизеля 4ЧН12/14, варіант *b* – дослідний. Очевидно, що величина натягу визначає в основному контактний тиск в спряженні і його термічний опір. При цьому зміни умов стискання двох деталей в спряженні перерозподіляють лінії теплового току. Збільшення навантаження зі збільшенням натягу знижує термічний опір контакту за рахунок збільшення фактичної площі дотику поверхонь, і, навпаки, зменшення навантаження збільшує термічний опір. Тиск на посадочній поверхні і термічний опір для варіантів *a*, *b*, *b* визначалися в послідовності, викладеній в розділі 1 з використанням залежностей Ляме і формули для термічного опору контакту, запропонованій В. М. Поповим [20]. В результаті були визначені коефіцієнти контактного теплообміну: для варіанта *a* – 2179 Вт/(м²·°C), для варіанта *b* – 4892 Вт/(м²·°C), для варіанта *b* – 7922 Вт/(м²·°C). Розподіл решти коефіцієнтів тепловіддачі і температур по ділянкам теплообмінної поверхні серійного сидла було збережено (рис. 4.7, табл. 4.3), ГУ відповідають номінальному режиму роботи дизеля СМД-18Н. На серійній конструкції сидла було також проаналізовано вплив теплофізичних властивостей двох матеріалів: жаростійкої сталі ЭИ 69 з коефіцієнтом теплопровідності $\lambda = 19...21$ Вт/(м²·°C) і сталі 40ХН з більш високою теплопровідністю $\lambda = 37...43$ Вт/(м²·°C).

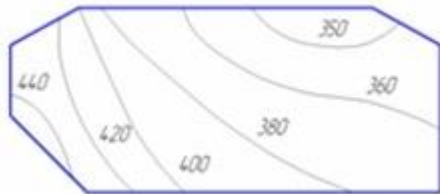
На рис. 4.11 і 4.12 представлені температурні поля серійного сидла для різних умов закріплення *a*, *b*, *b*.

З точки зору поліпшення тепловідведення від випускного клапана через сидло найбільший інтерес представляють температури поблизу опорної фаски сидла і на зовнішній бічній поверхні. Як слідує з розрахунку, якщо за основний варіант прийняти закріплення *b*, реалізоване на серійному дизелі, то перехід до «плаваючого» сидла *a* приводить до зростання температури опорної фаски сидла (матеріал – ЭИ 69) в середньому на 45...50 °C, а по зовнішній поверхні – на 60...70 °C. Для сидла зі сталі 40ХН відмічаємо зниження загального рівня температур по перетину на 25...30 °C, при цьому перехід до «плаваючого» варіанта приводить до більш поміт-

ного приросту температур як по опорній фасці (на 50...60 °С), так і по бічній поверхні (70...80 °С).



a

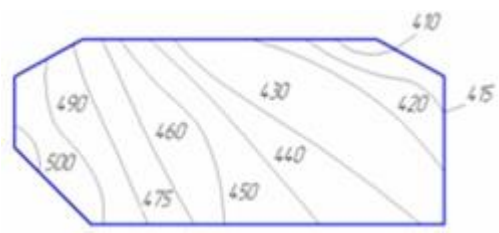


б



в

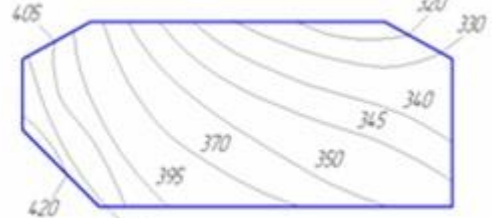
Рисунок 4.11 – Температурні поля серійного сідла (матеріал – сталь ЕИ 69), °С



a



б



в

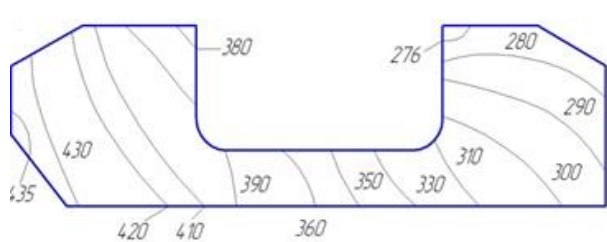
Рисунок 4.12 – Температурні поля серійного сідла (матеріал – сталь 40ХН), °С

Збільшення натягу в дослідному варіанті *в* у порівнянні з базовим *б* дає зниження температури по вказаним ділянкам контактного теплообміну в межах 20...30 °С.

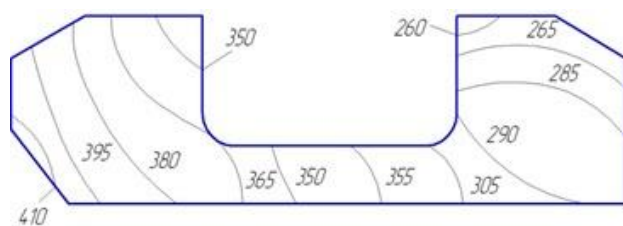
В розрахунках ТНС для шести представлених варіантів аналізувалися також і зміни в напружено-деформованому стані. Серед складових ТНС переважають стискаючі колові напруження, які досягають своїх максимальних значень поблизу опорної фаски і змінюються для різних посадок в межах від -240 МПа до -270 МПа для матеріалу ЕИ 69. Більшим абсолютним значенням напружень відповідають посадки з більшим натягом. Для варіанта сідла зі сталі 40ХН характерний більш низький рівень напружень від -210 МПа до -230 МПа. Зазначені рівні колових напружень, а також інтенсивності не досягають критичних значень при експлуатаційних температурах сідла: $\sigma_B = 540...560$ МПа для сталі ЕИ 69; $\sigma_B = 480...540$ МПа для сталі 40ХН.

Додаткові можливості з точки зору поліпшення тепловідведення від сідла і від випускного клапана надають варіанти з охолодженням сідла. Для однієї з таких конструкцій для режиму номінальної потужності і охолодження з тиском повітря $p_{\Pi} = 0,1$ МПа була проведена серія розрахунків ТНС. Змінювались, як і для попередніх варіантів, умови закріплення і матеріали сідла. Для даного конструктивного варіанта посадочний діаметр, як і для серійного сідла, становить 46 мм, висота сідла була збільшена від 7 до 10 мм, на бічній поверхні виконується кільцеве проточення для утворення охолоджуваної порожнини. Розбиття розрахункової області на макроеlementи і схема задання ГУ для цього варіанта сідла показані на рис. 1.3, значення ГУ наводяться в табл. 1.3 (розділ 1). Для моделювання різних умов закріплення в таблицю 1.3 внесені деякі зміни, зокрема для зони 9 і зони 11 задаються в залежності від натягу значення коефіцієнтів тепловіддачі: варіант *а* – $2179 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$; варіант *б* – $4892 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$; варіант *в* – $7922 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$.

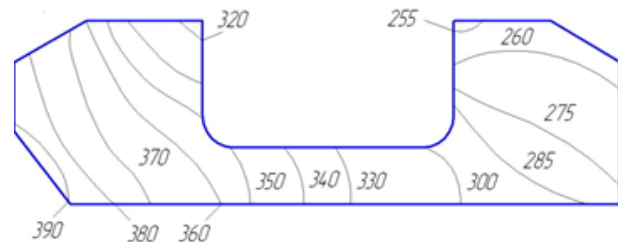
На рис. 4.13 і 4.14 представлені температурні поля для цього конструктивного варіанта сідла.



а

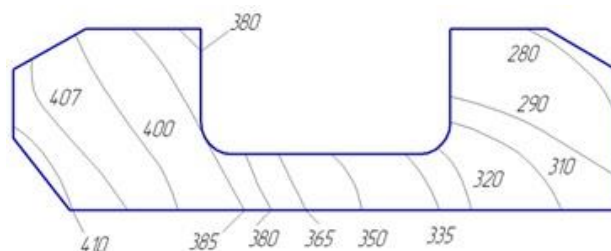


б

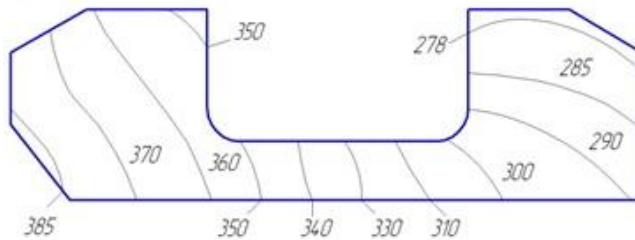


в

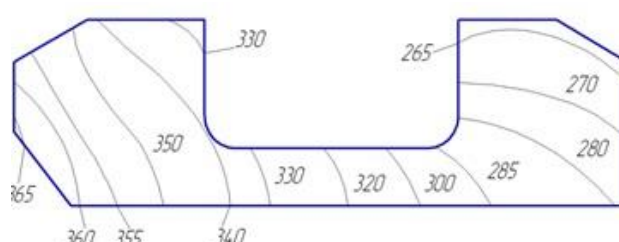
Рисунок 4.13 – Температурні поля охолоджуваного сідла (матеріал – сталь ЕІ 69), °С



а



б



в

Рисунок 4.14 – Температурні поля охолоджуваного сідла (матеріал – сталь 40ХН), °С

Проведене розрахункове дослідження дозволило оцінити кількісно ступінь впливу посадки сідла в ГЦ, а також теплопровідних властивостей матеріалу на ТНС сідла, підтвердило перспективність використання ЛО сідла для поліпшення теплового стану клапанного вузла.

Контрольні питання та завдання

1. Назвіть основні заходи щодо зниження експлуатаційних температур деталей клапанного вузла.
2. Перелічіть переваги і недоліки використання різних теплоносіїв для зниження експлуатаційних температур клапанного вузла.
3. Проаналізуйте ТНС випускного клапана швидкохідного дизеля.
4. Проаналізуйте ТНС сідла випускного клапана швидкохідного дизеля.
5. Оцініть ефективність ЛО стисненим повітрям з точки зору поліпшення ТНС деталей клапанного вузла та додаткових енергетичних витрат на функціонування системи ЛО.
6. Проаналізуйте вплив посадки сідла клапана на поліпшення теплового стану сідла.
7. Проаналізуйте вплив теплофізичних властивостей матеріалу сідла на його ТНС.

СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ ДО РОЗДІЛУ 4

1. Соскинд Г. П. Охлаждение выпускного клапана многооборотного дизеля неметаллическим теплоносителем / Г. П. Соскинд, П. Х. Мурель. // Двигателестроение. — 1979. — № 11. — С. 55–57.
2. Орлов П. И. Основы конструирования : справочно-методическое пособие в 3 кн. / П. И. Орлов. — Москва : Машиностроение, 1977. — Кн. 1. — 623 с.

3. Волчок Л. Я. Методы измерений в двигателях внутреннего сгорания / Л. Я. Волчок. — Москва ; Ленинград : Машгиз, 1955. — 221 с.
4. Костин А. К. Теплонапряженность двигателей внутреннего сгорания / А. К. Костин, В. В. Ларионов, В. И. Михайлов. — Ленинград : Машиностроение, 1979. — 222 с.
5. Worthen R.P. Temperature Controlled Engine Valves / R. P. Worthen, T. N. Tunnecliffe // SAE Technical Paper Series. — 1982. — № 820501. — 11 p.
6. Wahidurruman Syed. Heat transfer experiments in an insulated diesel. Morel Thomas / Wahidurruman Syed, Fort Edward F. // SAE Technical Paper Series. — 1988. — № 880186. — P. 61–81.
7. The ceramic adiabatic engine is dead—ceramites in engine construction are very much alive // Inter-cerum. — 1988. — № 4. — 33 p.
8. Казачков Р. В. Исследование теплового состояния днища крышки цилиндра среднеоборотного судового дизеля / Р. В. Казачков, Г. А. Кох, Б. Л. Гоцкало // Двигатели внутреннего сгорания. — 1979. — № 29. — С. 113–118.
9. Ибрагимов А. Б. Оптимальные фазы газораспределения турбопоршневого двигателя / А. Б. Ибрагимов, Л. В. Станиславский, В. Н. Зайончковский // Двигатели внутреннего сгорания. — 1969. — С. 32–37.
10. Пат. 2365694 Франция, МКИ F01L13/18. Клапан с внутренним жидкостным охлаждением ; заявл. 27.09.76 ; опубл. 21.04.78, Бюл. № 10.
11. Пат. 4164957 США, МКИ F01 P3/14, F16 K 49100. Выпускной клапан дизеля с масляным охлаждением ; заявл. 23.11.77 ; опубл. 21.08.79, Бюл. № 3.
12. Пат. 2399541 Франция, МКИ F01 P3/12. Охлаждаемое седло клапана мощного ДВС ; заявл. 5.08.77 ; опубл. 2.03.79, Бюл. № 2.

13. Пат. 4008810 Швеция, МКИ F01 P1/08. Устройство для охлаждения выпускного клапана ; заявл. 23.07.75 ; опубл. 10.04.78, Бюл. № 3.
14. Пат. 3425301 ФРГ, МКИ F01 P1/08. Система охлаждения выпускного клапана ; заявл. 25.11.83 ; опубл. 23.01.86, Бюл. № 3.
15. Триньов О. В. Наукові основи локального охолодження теплонапружених деталей ДВЗ : монографія / О. В. Триньов. — Харків : Підручник НТУ «ХПІ», 2014. — 240 с.
16. Михеев М. А. Основы теплопередачи / М. А. Михеев, И. М. Михеева. — Москва : Энергия, 1973. — 320 с.
17. Френкель М. И. Поршневые компрессоры. Теория, конструкции и основы проектирования / М. И. Френкель. — 3-е изд., перераб. и доп. — Ленинград : Машиностроение, 1969. — 743 с. : ил., табл.
18. Тринёв А. В. Особенности расчета напряженно-деформированного состояния седел выпускных клапанов форсированных тракторных дизелей / А. В. Тринёв // Вестник Национального технического университета «ХПИ» : сб. науч. тр. — Харьков : НТУ «ХПИ», 2001. — № 1 : Транспортное машиностроение : темат. вып. — С. 114–116.
19. Тринёв А. В. Пути повышения эффективности теплоотвода через седло выпускного клапана форсированного быстроходного дизеля / А. В. Тринёв // Вестник Национального технического университета «ХПИ» : сб. науч. тр. — Харьков : НТУ «ХПИ», 2001. — № 2 : Транспортное машиностроение : темат. вып. — С. 93–100.
20. Попов В. М. Теплообмен в зоне контакта разъемных и неразъемных соединений / В. М. Попов. — Москва : Энергия, 1971. — 384 с.

ДЛЯ ПРИМІТОК

ДЛЯ ПРИМІТОК

Навчальне видання

О.В. Триньов

ЛОКАЛЬНЕ ОХОЛОДЖЕННЯ ТЕПЛОНАПРУЖЕНИХ ДЕТАЛЕЙ ДВЗ

Навчальний посібник

за курсом «Перспективні конструкції ДВЗ»

для студентів спеціальності 142 – «Енергетичне машинобудування»,
спеціалізація 142.04 – «Двигуни внутрішнього згоряння»

Керівник видавничих проектів: А. О. Ястребов

Друкується в авторській редакції

Дизайн обкладинки: Н. М. Тишківська

Підписано до друку 25.07.2018 р.

Формат 60×84 1/16. Папір офсетний.

Гарнітура Times New Roman.

Умовн. друк. аркушів – 12,32.

Обл.-вид. аркушів – 7,38.

Наклад 300 прим.

ТОВ «Видавничий дім «КОНДОР»

Свідоцтво серія ДК № 5352 від 23.05.2017 р.

03067, м. Київ, вул. Гарматна, 29/31

тел./факс (044) 408-76-17, 408-76-25

www.condor-books.com.ua